

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství

Katedra tepelné techniky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství

Katedra tepelné techniky

**Využití odpadního tepla spalin
pro ohřev teplé užitkové vody**

Utilization of waste flue gas heat for hot water production

Student:

Bc. Vojtěch Zavřel

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Marek Velička, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vojtěch Zavřel**

Studijní program: N2109 Metalurgické inženýrství

Studijní obor: 2109T039 Tepelná technika a keramické materiály

Téma: **Využití odpadního tepla spalín pro ohřev teplé užitkové vody**
Utilization of waste flue gas heat for hot water production

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Popis technologického procesu
2. Princip výměníků tepla
3. Základní parametry tepelných trubic
4. Návrh využití odpadního tepla
5. Zhodnocení a závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

1. PŘÍHODA, Miroslav a RÉDR, Miroslav. *Sdílení tepla a proudění*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1748-4.
2. PŘÍHODA, Miroslav. *Výměníky tepla*. Ostrava: VŠB-TUO, 2013. E-learningová skripta.
3. BAŠTA, Jiří, et al. *Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách a na Moravě*. 1. vyd. Praha: GAS, 2001. ISBN 80-86176-82-7.
4. KUPPAN, Thulukkanam. *Heat Exchanger Design Handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000. ISBN 0-8247-9787-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Marek Velička, Ph.D.**

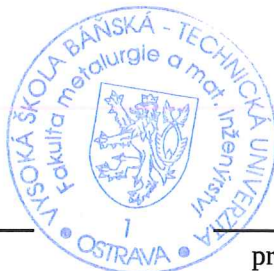
Konzultant diplomové práce: Ing. Kamil Sikora

Datum zadání: 30.11.2015

Datum odevzdání: 22.04.2016



doc. Ing. Jozef Vlček, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Jana Dobrovská, CSc.
děkanka fakulty

Zásady pro vypracování diplomové práce

I.

Diplomovou prací (dále jen DP) se ověřují vědomosti a dovednosti, které student získal během studia, a jeho schopnosti využívat je při řešení teoretických i praktických problémů.

II.

Uspořádání diplomové práce:

- | | |
|--|------------------------------|
| 1. Titulní list | 6. Obsah DP |
| 2. Originál zadání DP | 7. Textová část DP |
| 3. Zásady pro vypracování DP | 8. Seznam použité literatury |
| 4. Prohlášení + místopřísežné prohlášení | 9. Přílohy |
| 5. Abstrakt + klíčová slova česky a anglicky | |

ad 1) Titulní list je koncipován podle požadavků příslušné oborové katedry.

ad 2) Originál zadání DP student obdrží na své oborové katedře.

ad 3) Tyto „Zásady pro vypracování diplomové práce“ následují za originálem zadání DP. („Zásady pro vypracování diplomové práce“ jsou ke stažení na webových stránkách fakulty).

ad 4) Prohlášení + místopřísežné prohlášení napsané na zvláštním listu (ke stažení na webových stránkách fakulty) a vlastnoručně podepsané studentem s uvedením data odevzdání DP. V případě, že DP vychází ze spolupráce s jinými právníckými a fyzickými osobami a obsahuje citlivé údaje, je na zvláštním listě vloženo prohlášení spolupracující právnícké nebo fyzické osoby o souhlasu se zveřejněním DP.

ad 5) Abstrakt a klíčová slova jsou uvedena na zvláštním listu česky a anglicky v rozsahu max. 1 strany pro obě jazykové verze.

ad 6) Obsah DP se uvádí na zvláštním listu. Zahrnuje názvy všech očíslovaných kapitol, podkapitol a statí textové části DP, odkaz na seznam příloh a seznam použité literatury, s uvedením příslušné stránky. Předpokládá se desetinné číslování.

ad 7) Textová část DP obvykle zahrnuje:

- Úvod, obsahující charakteristiku řešeného problému a cíle jeho řešení v souladu se zadáním DP;
- Vlastní rozpracování DP (včetně obrázků, tabulek, výpočtů) s dílčími závěry, vhodně členěné do kapitol a podkapitol podle povahy problému;
- Závěr, obsahující celkové hodnocení výsledků DP z hlediska stanoveného zadání.

DP bude zpracována v rozsahu min. cca 45 stran (včetně obsahu a seznamu použité literatury). V případě, kdy zadání DP vychází ze spolupráce se subjekty mimo VŠB -TU Ostrava a řešení studenta, týkající se citlivých dat spolupracujícího subjektu, je zpracováno v samostatné zprávě, tak zveřejněná část DP bude zpracována v rozsahu min. 25 stran a celkový rozsah DP bude min. 45 stran.

Text musí být napsán vhodným textovým editorem počítače po jedné straně bílého nelesklého papíru formátu A4 při respektování následující doporučené úpravy - písmo Times New Roman 12b; řádkování 1,5; okraje – horní, dolní – 2,5 cm, levý – 3 cm, pravý 2 cm, zarovnání do bloku. Fotografie, schémata, obrázky, tabulky musí být očíslovány a musí na ně být v textu poukázáno.

Budou zařazeny průběžně v textu, pouze je-li to nezbytně nutné, jako přílohy (viz ad 9). Odborná terminologie práce musí odpovídat platným normám. Všechny výpočty musí být přehledně uspořádány tak, aby každý odborník byl schopen přezkoušet jejich správnost. Matematické vzorce musí být číslovány (v kulatých závorkách). U vzorců, údajů a hodnot převzatých z odborné literatury nebo z praxe musí být uveden jejich pramen - u literatury citován číselným odkazem (v hranatých závorkách) na seznam použité literatury. Nedostatky ve způsobu vyjadřování, nedostatky gramatické, neopravené chyby v textu mohou snížit klasifikaci práce.

ad 8) DP bude obsahovat alespoň 15 literárních odkazů, z toho nejméně 5 v některém ze světových jazyků.

Seznam použité literatury se píše na zvláštním listě. **Citaci literatury je nutno uvádět důsledně v souladu s ČSN ISO 690.** Na práce uvedené v seznamu použité literatury musí být uveden odkaz v textu DP.

ad 9) Přílohy budou obsahovat jen ty části (speciální výpočty, zdrojové texty programů aj.), které nelze vhodně včlenit do vlastní textové části např. z důvodu ztráty srozumitelnosti.

III.

Diplomovou práci student odevzdá ve dvou knihařsky svázaných vyhotoveních, pokud katedra garantující studijní obor neurčí jiný počet. Vnější desky budou označeny takto:

nahore: *Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava*
Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství
Katedra

uprostřed: *DIPLOMOVÁ PRÁCE*

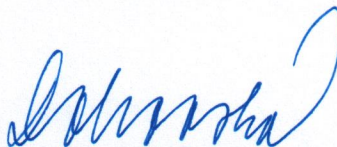
dole: *Rok* *Jméno a příjmení*

Kromě těchto dvou knihařsky svázaných výtisků odevzdá student kompletní DP také v elektronické formě do IS EDISON. Práce vložená v elektronické formě do IS EDISON se musí zcela shodovat s prací odevzdanou v tištěné formě. Po vložení DP do IS EDISON bude provedena její kontrola na plagiátorství.

IV.

Nesplnění výše uvedených zásad pro vypracování diplomové práce může být důvodem nepřijetí práce k obhajobě. O nepřijetí práce k obhajobě rozhoduje v tomto případě garant příslušného studijního oboru. Tyto zásady jsou závazné pro studenty všech studijních programů a forem navazujícího magisterského studia Fakulty metalurgie a materiálového inženýrství Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava od akademického roku 2015/2016.

Ostrava 2. 11. 2015



Prof. Ing. Jana Dobrovská, CSc.
děkanka Fakulty metalurgie a materiálového inženýrství
VŠB-TU Ostrava

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- jsem byl(a) seznámen(a) s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního (§60 - školní dílo);
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude archivována v elektronické formě v databázi Ústřední knihovny VŠB - TUO a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- беру на ве́домі, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním podle zákona č. 111/1998Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (Zákon o vysokých školách) bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Místopřísežně prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval(a) samostatně.

V Ostravě 22.4.2016

..... *Vojtěch Zaref*
podpis (jméno a příjmení studenta)

PODĚKOVÁNÍ

Diplomová práce vznikla za podpory grantových projektů SP2016/110 - Tepelné procesy a materiálová náročnost v průmyslové výrobě a SP2016/103 - Specifický výzkum v metalurgickém, materiálovém a procesním inženýrství.

Moc rád bych chtěl poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Marku Veličkovi, Ph.D. a celému kolektivu Vysoké školy báňské – TU Ostrava za předávání znalostí a svých zkušeností během celého studia na škole. Dále bych rád poděkoval Ing. Kamilu Sikorovi, který mi jako konzultant mé diplomové práce předával informace a spolupracoval se mnou. Děkuji i mé rodině, která mě po celou dobu studia podporovala a měla se mnou velkou trpělivost.

ABSTRAKT

Tématem diplomové práce je využití odpadního tepla spalin pro ohřev teplé užitkové vody. Dnes je odpadní teplo víceméně vypuštěno do ovzduší, aniž by se nějak využívalo. Přitom v sobě obsahuje velký energetický potenciál. Diplomová práce vznikala ve spolupráci se společností VÍTKOVICE MECHANIKA a.s., která provozuje řadu energetických zařízení. Využívání této energie jako druhotného energetického zdroje, které vzniká v závodě při výrobních procesech, vede ke snižování provozních nákladů a k efektivnosti samotné výroby. Výsledkem diplomové práce by měl být návrh výměníku tepla, který bude sloužit k ohřevu teplé užitkové vody, která bude následně ve společnosti zužitkována, například pro sprchování apod.

Klíčová slova:

výměník tepla, tepelné trubice, ohřívací pec, odpadní teplo spalin, teplá užitková voda.

ABSTRACT

The thesis deals with the use of waste heat for heating of hot water. Today, more or less waste heat is released into the atmosphere without using it. Yet it incorporates a large energy potential. The diploma thesis was created in cooperation with VÍTKOVICE MECHANICS Inc., which operates numerous power plants. Use of waste energy as a secondary energy source, which arises in plant production processes, leads to a reduction in operating costs and the efficiency of production itself. The result of the thesis is heat exchanger, which will be used for domestic hot water, which will then be re-utilized in the company, such as showering, etc.

Keywords:

heat exchanger, heat pipes, heating furnace, waste heat flue gas, hot water.

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

Zkratka	Veličina	Jednotka
a	Součinitel teplotní vodivosti	$(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$
A	Pohltivost, absorptance	(1)
c_p	Měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	$(\text{J} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1})$
C	Tepelná kapacita	$(\text{J} \cdot \text{K}^{-1})$
C_d	Denní cena za teplou užitkovou vodu	(Kč)
C_r	Roční cena za teplou užitkovou vodu	(Kč)
C_0	Součinitel vyzařování dokonale černého tělesa	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4})$
d	Charakteristický výpočtový rozměr	(m)
D	Počet dní v roce	(rok^{-1})
dS	Diferenciál plochy	(m^2)
E	Intenzita vyzařování	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2})$
E_0	Vyzařování černého tělesa	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2})$
Gr	Grashofovo kritérium	(1)
i_{sp}	Měrná entalpie spalín	$(\text{J} \cdot \text{m}^{-3})$
k	Součinitel prostupu tepla	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$
m	Hmotnost materiálu	(kg)
m_{voda}	Hmotnost vody	(kg)
Nu	Nusseltovo kritérium	(1)
p_{sm}	Počet směn za 1 den	(den^{-1})
p_{zam}	Počet zaměstnanců na směně	(osoba)
P	Tepelný tok	(W)
Pr	Prandtlovo kritérium	(1)
q	Hustota tepelného toku	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2})$
q_v	Vnitřní objemový zdroj	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-3})$
Q	Teplo	(J)
$Q_{CH,zp}$	Chemické teplo zemního plynu	(J)
Q_i	Výhřevnost	$(\text{J} \cdot \text{m}^{-3})$
$Q_{i,i}$	Výhřevnosti jednotlivých složek paliva	$(\text{J} \cdot \text{m}^{-3})$
$Q_{m,voda}$	Hmotnostní průtok vody	$(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$

Zkratka	Veličina	Jednotka
$Q_{V,sp}$	Objemový průtok spalín	$(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
Q_{voda}	Teplo vody	(J)
R	Odrazivost, reflektance	(1)
S	Sazba za 1 GJ od dodavatele	$(\text{Kč} \cdot \text{GJ}^{-1})$
t	Celsiova teplota	$(^{\circ}\text{C})$
Δt	Teplotní rozdíl	$(^{\circ}\text{C})$
T	Termodynamická teplota	(K)
T	Propustnost, transmittance	(1)
V_{osoba}	Spotřeba vody na osobu dle interního předpisu	$(\text{l} \cdot \text{osoba}^{-1})$
$V_{voda,d}$	Potřeba voda na 1 den	$(\text{l} \cdot \text{den}^{-1})$
V_{pl}	Objem plynu	(m^3)
x,y,z	Souřadnice	(m)
α_k	Součinitel přestupu tepla konvekcí	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$
γ	Teplotní objemová roztažnost	(K^{-1})
ε	Emisivita	(1)
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$
ν	Kinematická viskozita	$(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$
ρ	Objemová hmotnost	$(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$
τ	Čas, doba	(s)
φ_i	Objemový podíl jednotlivých složek paliva	(1)
∇	Hamiltonův operátor	(m^{-1})

OBSAH

Seznam použitých veličin	8
1 Úvod	12
2 Druhotné energetické zdroje	13
2.1 Druhotná paliva	13
2.2 Druhotná tlaková energie	14
2.3 Druhotné teplo či chlad.....	14
3 Sdílení tepla.....	16
3.1 Sdílení tepla vedením	16
3.2 Sdílení tepla konvekcí.....	18
3.2.1 Přirozená konvekce	19
3.3 Sdílení tepla zářením	20
4 Výměníky tepla	22
4.1 Rekuperátory	22
4.2 Typy rekuperátorů.....	23
4.2.1 Kovové rekuperátory.....	23
4.2.2 Keramické rekuperátory.....	25
4.3 Regenerátory	26
4.4 Typy regenerátorů	26
4.4.1 Cowperovy ohřívače větru.....	26
5 Popis technologického procesu	28
5.1 Ohřívací vozová pec č. 3	28
5.2 Výměník tepla	30
5.3 Princip tepelných trubic.....	31
5.3.1 Konstrukce výměníků tepla na principu tepelných trubic	32
5.4 Spalinová cesta a komín	34
6 Experimentální část	35
6.1 Provozní informace o výměníku tepla na principu tepelných trubic	35
6.1.1 Ovládací panel výměníku tepla	36
6.2 Ohřívací režim pece	37
6.3 Měření vstupních parametrů.....	39
6.4 Vstupní parametry pro návrh využití odpadního tepla spalin	42

6.5	Množství potřebného tepla	42
6.7	Účinnost výměníku	43
6.8	Spotřeba zemního plynu	44
6.9	Ekonomická návratnost výměníku tepla.....	44
7	Závěr	47
	Použitá literatura	49
	Seznam obrázků,	51
	Seznam tabulek.....	52

1 ÚVOD

Dnešní společnost neustále řeší otázku spotřeby energií. Ta má totiž dnes vzrůstající trend, což má za následek zvyšující se náklady na nákup těchto energií. Dalším problémem je využívání primárních zdrojů energie, které nemají nekonečné zásoby a mohou se tak v řádu desítek let vyčerpat. Primární zdroje energie, které používáme v průmyslu, zatěžují také životní prostředí na Zemi.

V oblasti spotřeby energie by tedy mělo dojít k úpravám či k zaváděním nových procesů, které by vedly ke snížení spotřeby energie, popřípadě zefektivnění jejího využívání. K úspoře energie může vést například využívání druhotných energetických zdrojů (DEZ), které vznikají při technologických procesech jednotlivých závodů jako vedlejší produkt. Zároveň dnes tyto závody ani neumí využívat nebo se jim zdá využívání energetického potenciálu těchto zdrojů velmi nákladné.

Tato diplomová práce je zaměřena na využití odpadního tepla. Odpadní teplo odchází spolu se spaliny přes spalinovou cestu do komínového tělesa. Takto odešlé teplo vytváří velkou ztrátu, která u plynových spotřebičů může být až 70 % celkové ztráty. Zároveň pořizovací náklady na paliva jsou dnes nemalé, měli bychom tedy nakoupené palivo co nejlépe zužít. Jak tedy co nejlépe využít odpadní teplo spalin? Nejlepším způsobem jak toto teplo využít, je zavést do technologického procesu spalování speciální zařízení, které nazýváme výměníky tepla. Výměníky tepla nám slouží k přehřevu spalovacího vzduchu, který nám zvyšuje účinnost využití paliva.

Má diplomová práce vznikala ve spolupráci se společností VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. Cílem této práce je navrhnout využití odpadního tepla spalin pro ohřev teplé užitkové vody. Zdrojem tepla je ohřívací vozová pec č. 3 na kovárně, ve které se spaluje zemní plyn o výhřevnosti $35,88 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}$. Odtud odchází spaliny o určité teplotě, které mohou jít přes spalinovou cestu přímo do komínového tělesa, nebo se dá entalpie spalin využít ve výměníku tepla, který pracuje na principu tepelných trubic. Tím, že odpadní teplo proženeme výměníkem tepla, zužítujeme jeho energetický potenciál pro ohřev teplé užitkové vody, kterou můžeme využít v rámci společnosti například pro sprchování, umyvadla apod.

2 DRUHOTNÉ ENERGETICKÉ ZROJE

Lidstvo již dlouhý čas řeší otázku spotřeby energie, která má stále vzrůstající trend, a zároveň otázku, která se týká zásob primárních zdrojů energie. Tyto zásoby se neustále tenčí. Některé primární zdroje mají zároveň negativní vliv na životní prostředí. Primární zdroje energie můžeme rozdělit na obnovitelné a neobnovitelné zdroje. Mezi neobnovitelné zdroje energie řadíme například ložiska ropy, uhlí, zemního plynu atd. Za obnovitelné primární zdroje energie označujeme energii získanou ze Slunce, z vody, větru, geotermálních zdrojů apod. [1].

Nerovnoměrné rozložení primárních zdrojů energií na Zemi a pomalé vyčerpávání jejich zásob vede lidstvo k využívání sekundárních zdrojů energie, které nazýváme jako druhotné energetické zdroje (DEZ). Za druhotný energetický zdroj označujeme takovou energii, která vzniká činností člověka nebo při technologickém procesu jako odpad. Druhotné energetické zdroje dělíme na tři základní skupiny:

- na druhotná paliva,
- na druhotné teplo či chlad,
- na druhotnou tlakovou energii [2].

Při rozhodování, zda použít DEZ, platí ekonomická zásada. Ta se dá vysvětlit tak, zda je využití DEZ levnější než použití primárního zdroje, který se v dané lokalitě vyskytuje. Pro posouzení možnosti využití druhotných energetických zdrojů nám slouží ukazatelé, které se dají charakterizovat:

- energetickým potenciálem DEZ (výhřevností, teplotou, tlakem),
- výskytem DEZ, tedy zda je výskyt pravidelný, či nepravidelný (pokud se jedná o neprodlený výskyt zdroje, není vhodné takový zdroj využívat),
- vhodnosti využití získané energie DEZ (vznikají potíže, které brání plnému využití energie),
- technickou náročností na zužitkování DEZ (využití zdroje může požadovat velké investiční náklady, které by použití tohoto zdroje nezaplatily),
- cenou jiného místního zdroje v dané lokalitě (použití primárního zdroje v dané lokalitě je levnější než použití zdroje druhotného) [2].

2.1 Druhotná paliva

Druhotná paliva vznikají jako odpadní plyn při hutnických procesech. Mezi druhotná paliva řadíme vysokopecní plyn, feroslitinový plyn a konvertorový plyn. Přehled druhotných paliv znázorňuje tabulka č. 1. Každý druhotný energetický zdroj má svůj specifický energetický potenciál. Energetickým potenciálem pro druhotná paliva je vlastnost, kterou nazýváme výhřevnost paliva. Výhřevnost se dá charakterizovat jako teplo, které se uvolňuje díky dokonalému spalování paliva, přičemž nenastává kondenzace páry [2]. Pro plynná druhotná paliva se udává výhřevnost vyšší jak $3 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}$, pro tuhá druhotná paliva je výhřevnost vyšší jak $6 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ [3].

Výhřevnost paliva se dá stanovit několika způsoby, tzv. Dulongovou rovnicí, Svazovou rovnicí, Mendělejevovou rovnicí apod. Pokud známe složení paliva, výhřevnost můžeme stanovit také pomocí obecného vztahu [4]:

$$Q_i = \sum \varphi_i \cdot Q_{i,i} \quad (\text{J} \cdot \text{m}^{-3}) \quad (1)$$

kde φ_i je objemový podíl jednotlivých složek paliva (1),

$Q_{i,i}$ - výhřevnosti jednotlivých složek paliva ($\text{J} \cdot \text{m}^{-3}$).

Tabulka 1. Přehled druhotných paliv

Druhotné palivo	Výhřevnost paliva	Složení paliva	Výroba druhotného paliva	Použití druhotného paliva
Vysokopecní plyn	3,5 až 4,5 $\text{MJ} \cdot \text{m}^{-3}$	$\text{N}_2 = 55$ až 65 % $\text{CO} = 17$ až 35 % $\text{CO}_2 = 6$ až 18 %	Vedlejší produkt při výrobě surového železa.	Palivo pro ohříváče větru, ohřívací pece, směšování s jinými plyny (směsný plyn).
Konvertorový plyn	8,2 až 11,6 $\text{MJ} \cdot \text{m}^{-3}$	$\text{CO} = 65$ až 90 % $\text{CO}_2 = 10$ až 20 % $\text{N}_2 = 2$ až 20 %	Při oxidaci uhlíku v surovém železe v konvertoru.	Použití chemicky vázaného tepla.
Feroslitinový plyn	8,5 až 12 $\text{MJ} \cdot \text{m}^{-3}$	$\text{CO} = 60$ až 88 % $\text{CO}_2 = 5$ až 20 % $\text{H}_2 = 2$ až 12 % $\text{CH}_4 = 1$ až 2 % $\text{N}_2 = 1$ až 3 %	Ve vysokých pecích nebo obloukových elektrických pecích metalotermickými pochody.	Výroba elektrické energie, v teplárenských provozech.

2.2 Druhotná tlaková energie

Druhotná tlaková energie se dá charakterizovat jako energie, která odchází z technologických procesů s určitým přetlakem. Tento přetlak se následně musí snížit za pomoci redukčních procesů a teprve pak můžeme tento zdroj energie dále využívat. V praxi se u nás druhotná tlaková energie již nevyužívá. Ale kdyby se používala, jednalo by se o energii v podobě přetlaku vysokopecního plynu nebo přetlaku zemního plynu [3].

2.3 Druhotné teplo či chlad

Druhotné teplo či chlad se dá charakterizovat jako energie, která se váže na látky, u kterých výroba této energie není hlavním účelem a jde vlastně o odpadní teplo látek. Druhy odpadního tepla se dají rozdělit:

- na entalpii spalin,
- na entalpii chladicí vody,

- na entalpii kovu,
- na entalpii žhavého koksu,
- na entalpii strusky [3].

Jak již tedy z textu vyplývá, energetickým potenciálem druhotného tepla je entalpie. Entalpie se dá charakterizovat jako vlastnost látek, která je daná součinem měrné tepelné kapacity a teplotou daného energonositele. Jedná se o termodynamickou veličinu, kde jednotkou je pro plynné látky $\text{J}\cdot\text{m}^{-3}$, pro tuhé a kapalné látky $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$. Entalpie se dá pro plynná paliva vyjádřit vztahem [3]:

$$i = \sum \varphi_i \cdot c_p \cdot t \quad (\text{J}\cdot\text{m}^{-3}) \quad (2)$$

kde φ_i je objemový podíl složek plynného paliva ($\text{m}^3\cdot\text{m}^{-3}$),

c_p - měrná tepelná kapacita složek plynného paliva ($\text{J}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$),

t - teplota plynného paliva (K)

Odpadní teplo je dnes velmi diskutované téma, jelikož teplo, které odchází spolu se spalinami, tvoří velkou ztrátovou položku u všech typů kotlů a pecí. Tato ztráta dokonce může dosahovat až 70 % celkové ztráty. Pořizovací náklady na paliva jsou dnes celkem nákladné, a proto bychom je měly umět co nejvíce zužít. Ztráty tepla, které odchází společně se spalinami, se dají snížit zavedením speciálního zařízení, které nazýváme výměník tepla. Výměníky tepla rozdělujeme na dva základní typy, na rekuperátory a regenerátory. Výměník tepla slouží pro předehřev spalovacího vzduchu, který zvyšuje účinnost využití paliva. Více o tématu výměníků tepla pojednává kapitola 4 této diplomové práce.

3 SDÍLENÍ TEPLA

Teplo si můžeme představit jako formu energie, na kterou působí fyzikální zákony. Proces vzájemného předávání tepla, označujeme pojmem sdílení tepla. Sdílení tepla se dá popsat jako předávání energie z oblasti, kde panuje vyšší teplota, do oblasti, kde je nižší teplota. Samotné sdílení tepla může probíhat třemi způsoby, a to pomocí vedení, proudění a záření tepla:

- sdílení tepla vedením je typické pro tělesa v tuhém skupenství, kde se jedná o jediný způsob sdílení tepla. Teplo se, ale může také přenášet v kapalných a plynných tělesech. Vedení tepla probíhá za pomoci pohybu elementárních částic tělesa, kde se tedy z oblasti o vyšší energii začne tato energie uvolňovat do okolí.
- sdílení tepla konvekci je typické naopak pro proudící prostředí. Proudící médium nazýváme tekutinou. Proudící tekutina předává nebo odebírá tepelnou energii z povrchu okolních těles.
- sdílení tepla zářením probíhá za pomoci elektromagnetického vlnění. Toto vlnění se pak šíří prostorem, kde je následně pohlcováno a měněno opět na tepelnou energii. Sdílení tepla zářením neprobíhá jen v hmotném prostředí, ale i v absolutním vakuu [5].

3.1 Sdílení tepla vedením

Proces sdílení tepla vedením způsobuje změnu teploty v prostoru a v čase. Sdílení tepla vedením se dá popsat pomocí teplotního pole, které můžeme vyjádřit vztahem:

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad (^\circ\text{C}) \quad (3)$$

kde t je teplota ($^\circ\text{C}$),
 x, y, z - souřadnice (m),
 τ - čas (s).

Ze vztahu (3) plyne, že teplotní pole je vyjádřením teploty v daném místě zkoumaného prostoru v daném čase. Pokud bude hledaná teplota funkcí jedné souřadnice, budeme hovořit o jednosměrném teplotním poli. Pokud bude funkcí dvou souřadnic, bude se jednat o dvourozměrné teplotní pole. A pokud bude funkcí tří souřadnic, bude se jednat o teplotní pole trojrozměrné. Z hlediska časového okamžiku můžeme sdílení tepla vedením rozdělit na stacionární a nestacionární teplotní pole. Stacionární teplotní pole vyjadřuje děj nezávislý na čase a naopak nestacionární teplotní pole vyjadřuje děj závislý na čase [6].

Sdílení tepla vedením popisuje Fourierův zákon vedení tepla. Než se dostaneme k samotnému znění Fourierova zákona, je zapotřebí si definovat tepelný tok. Tepelný tok nám vyjadřuje samotné množství tepla, které se přenese přes daný povrch za časovou jednotku:

$$dP = q \cdot dS \quad (\text{W}) \quad (4)$$

kde q je hustota tepelného toku ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$),
 dS - diferenciál plochy (m^2).

Ve vztahu (4) se nám objevila veličina pojmenovaná jako hustota tepelného toku q . Hustota tepelného toku nám vyjadřuje množství tepla, které je schopno těleso akumulovat či předat svému nejbližšímu okolí. Zároveň nám i říká, jaká je schopnost dané látky či tělesa vést teplo. Ze vztahu (5) vyplývá, že hustota tepelného toku je přímo úměrná součiniteli tepelné vodivosti λ . Záporné znaménko ve vztahu (5) je dáno opačným směrem vektorů q a grad t [5].

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } t = -\lambda \cdot \nabla t = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial y} + \frac{\partial t}{\partial z} \right) \quad (\text{W}\cdot\text{m}^{-2}) \quad (5)$$

kde ∇ je Hamiltonův operátor (m^{-1}),
 λ - součinitel tepelné vodivosti ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$),
 t - teplota ($^{\circ}\text{K}$).

Ze vztahu (5) pak vyplývá i zmiňovaná Fourierova rovnice vedení tepla. Z ní pak vyplývá, že změna teploty za určitý čas je rovna součinu součinitele teplotní vodivosti a , Laplaceova operátoru $\nabla^2 t$ [5]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 t \quad (\text{K}\cdot\text{s}^{-1}) \quad (6)$$

kde $\frac{\partial t}{\partial \tau}$ je teplotní gradient ($^{\circ}\text{K}$),
 τ - čas (s),
 a - součinitel teplotní vodivosti ($\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$),
 $\nabla^2 t$ - Laplaceův operátor (m^{-1}).

Laplaceův operátor se dá vyjádřit jako druhá parciální derivace teplotního gradientu, která je vztažena na čtverec elementárního rovnoběžného útvaru a matematicky se dá vyjádřit vztahem:

$$\nabla^2 t = \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (\text{K}\cdot\text{m}^{-2}) \quad (7)$$

Nejčastěji používaný tvar Fourierovy rovnice vedení tepla je oproti vztahu (6) rozšířen o vliv vnitřního objemového zdroje q_V :

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 t + \frac{q_V}{c_p \cdot \rho} \quad (\text{K}\cdot\text{s}^{-1}) \quad (8)$$

Pro řešení úloh vedení musíme znát podmínky jednoznačnosti. Podmínky jednoznačnosti dělíme na fyzikální, geometrické, počáteční a povrchové:

- fyzikální podmínky jednoznačnosti udávají fyzikální parametry tělesa, a jsou dány například součinitelem tepelné vodivosti, hustotou, měrnou tepelnou kapacitou apod.
- geometrické podmínky jednoznačnosti nám pro výpočet definují tvar a rozměry počítaného tělesa.
- počáteční podmínky jednoznačnosti nám udávají rozložení teplot na počátku řešení úlohy, čili udávají počáteční teploty v počátečním čase.
- povrchové podmínky jednoznačnosti nám říkají, jaké v tělese nastává tepelné působení mezi okolním prostředím a povrchem tělesa. Povrchové podmínky jednoznačnosti se rozdělují do 5 druhů (tabulka č. 2) [5].

Tabulka 2. Povrchové podmínky jednoznačnosti [5]

Povrchová podmínka	Výklad
I. druhu	Udává rozložení teplot
II. druhu	Udává rozložení hustoty tepelného toku.
III. druhu	Je zadán součinitel přestupu tepla do okolí.
IV. druhu	Je-li dán kontakt dvou těles.
V. druhu	Nastává-li fázová přeměna těles.

3.2 Sdílení tepla konvekcí

Sdílení tepla prouděním (konvekcí) nastává u proudící tekutiny. Předávání energie začíná mezi povrchem tělesa a proudícím prostředím mají-li rozdílnou teplotu. Konvekce tepla je částečně doprovázena i vedením tepla. Proudění tekutiny způsobují síly. Tyto síly mohou vznikat přirozeně působením fyzikálních zákonů a jevů, nebo jsou tyto síly vyvolány nucenou energií. Vznikají-li síly přirozeně působením gravitačního pole, mluvíme o tzv. volné (přirozené) konvekci. Musíme-li použít nucené energie, jako například použití ventilátoru, či čerpadla, pak hovoříme o tzv. nucené konvekci. Oba způsoby proudění tekutiny používají pro výpočty veličinu známou jako přestup tepla konvekcí α_k . Pro výpočet tepelného toku konvekcí se využívá Newtonův vztah [7]:

$$P = \int \alpha_k \cdot \Delta t \cdot dS \quad (\text{W}) \quad (9)$$

kde P je tepelný tok (W),

α_k - součinitel přestupu tepla konvekcí ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$),

Δt - rozdíl teplot (K),

dS - diferenciál plochy (m^2).

Pro řešení úloh sdílení tepla konvekcí se využívají tzv. kritériální rovnice, které jsou funkcí kritérií, které popisují vlastní proces sdílení tepla. Kritériální rovnici získáme odvozením vztahu pro Nusseltovo kritérium:

$$Nu = f(Fo, Po, Re, Pr, Gr, \xi_x, \xi_y, \xi_z) \quad (1) \quad (10)$$

kde ξ_x, ξ_y, ξ_z jsou bezrozměrové souřadnice (1).

3.2.1 Přirozená konvekce

Při řešení úloh sdílení tepla konvekcí využíváme tzv. kritériální rovnice, kde vzájemnou závislost stanovujeme experimentálně. Teplota jako veličina není vhodná pro výpočet, jelikož je obtížně měřitelná. V praxi více využíváme součinitel přestupu tepla konvekcí α_k , který jsme schopni za pomoci kritériálních rovnic vypočítat [5]:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (11)$$

kde Nu je Nusseltovo kritérium (1),
 λ - součinitel tepelné vodivosti ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$),
 d - charakteristický výpočtový rozměr (m).

Nusseltovo kritérium pro přirozenou konvekci se dá vyjádřit následujícím vztahem (12). Konstanty C a n jsou empiricky určené hodnoty, které se dají dohledat v tabulkách.

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (1) \quad (12)$$

kde C, n jsou konstanty (1),
 Gr - Grashofovo kritérium (1),
 Pr - Prandtlovo kritérium (1).

Grashofovo kritérium se dá vyjádřit vztahem:

$$Gr = \frac{\gamma \cdot g \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2} \quad (1) \quad (13)$$

kde γ je teplotní roztažnost (K^{-1}),
 g - gravitační zrychlení ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$),
 Δt - rozdíl teplot ($^{\circ}\text{C}$),
 d - charakteristický výpočtový rozměr (m),
 ν - kinematická viskozita ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$).

V Grashofově kritériu se objevuje teplotní roztažnost, která se vyjádří pomocí vztahu:

$$\gamma = \frac{1}{T} \quad (\text{K}) \quad (14)$$

kde T je termodynamická teplota (K).

Prandtlovo kritérium se dá vyjádřit vztahem:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (1) \quad (15)$$

kde ν je kinematická viskozita ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$),
 a - součinitel teplotní vodivosti ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$).

3.3 Sdílení tepla zářením

Třetím typem sdílení tepla je záření (radiace, sálání). Rozhodující vliv má záření, kde je teplota vyšší jak 800°C . Předávání energie probíhá za pomoci elektromagnetického záření elektromagnetickými vlnami o rychlosti světla. Jde tedy o pohyb vln o určité frekvenci $f(\text{Hz})$ a vlnové délce $\lambda(\text{m})$. Zářivý tok, který je vyzařován na jednotlivé části tělesa se nazývá intenzitou vyzařování E a matematicky je vyjádřen vztahem [6]:

$$E = \frac{dP}{dS_1} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (16)$$

kde dP je zářivý tok (W),
 dS_1 - jednotlivé části povrchu (m^2).

Zářivý (sálavý) tok je pak definován jako integrál součinu jednotlivých částí povrchu a intenzity vyzařování. Zářivý tok je vlastně výkon udávaný ve Wattech:

$$P = \int_{S_1} E \cdot dS_1 \quad (\text{W}) \quad (17)$$

kde E je intenzita vyzařování ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$),
 dS_1 - jednotlivé části povrchu (m^2).

Dokonale černé těleso je těleso, které vyzařuje nebo pohlcuje veškeré záření na všech vlnových délkách. Tedy jinak řečeno, černé těleso veškerý zářivý tok, který na něj dopadá, pohltí a přemění zpět na tepelnou energii. V praxi však černé těleso neexistuje. Nicméně při tepelných výpočtech se počítá se zářením absolutně černého tělesa, a toto záření vyjadřuje Stefan-Boltzmanův zákon, který je dán vztahem (18). Hodnota součinitele vyzařování dokonale černého tělesa činí $5,67 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ [5].

$$E_0 = C_0 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (18)$$

kde E_0 je vyzařování černého tělesa ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$),
 C_0 - součinitel vyzařování dokonale černého tělesa ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$),
 T - termodynamická teplota (K).

Tělesa odráží tepelné záření difúzně nebo dle zákonů optiky jako zrcadla. Velmi důležitou vlastností každého tělesa je jeho emisivita, která udává poměr vyzařování reálného tělesa k vyzařování černého tělesa a je vyjádřena vztahem:

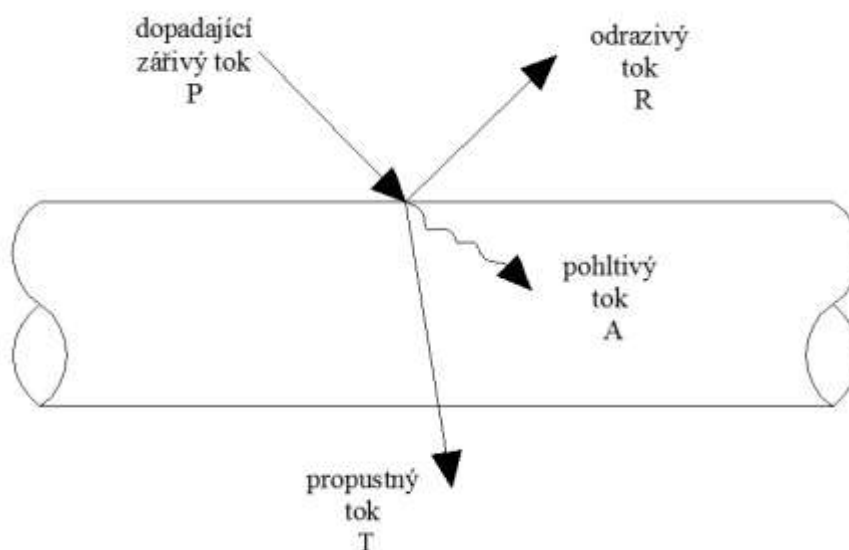
$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} \quad (1) \quad (19)$$

Každé těleso má své radiační vlastnosti, neboli materiálové a povrchové vlastnosti tělesa, které určují, jak budou tělesa vyzařovat, odrážet, pohlcovat a propouštět sálavou energii. Na těleso tedy dopadá zářivý tok P , který se následně rozdělí na složky pohltivé, odrazivé či propustné [5]:

$$P = A \cdot P + R \cdot P + T \cdot P \quad (\text{W}) \quad (20)$$

kde A je pohltivost (absorptance) (1),
 R - odrazivost (reflektance) (1),
 T - propustnost (transmitance) (1).

Někdy bývá propustnost označována pojmem průteplivost díky tepelnému záření. Obecně by se dalo říct, že kovová tělesa nepropouští záření a jsou tedy neprůteplivá. Schematicky je dopadající zářivý tok znázorněn na obrázku č. 1.



Obr. 1. Schéma dopadající zářivého toku a jeho rozdělení

4 VÝMĚNÍKY TEPLA

Tepelnou energii, kterou získáváme ve spalovacích zařízeních jako druhotný energetický zdroj, jsme dále schopni využívat na vytápění či technologický ohřev materiálu nebo pro výrobu elektrické energie. Přenos takto získané tepelné energie probíhá ve speciálních zařízeních, které pojmenováváme termínem výměníky tepla [10].

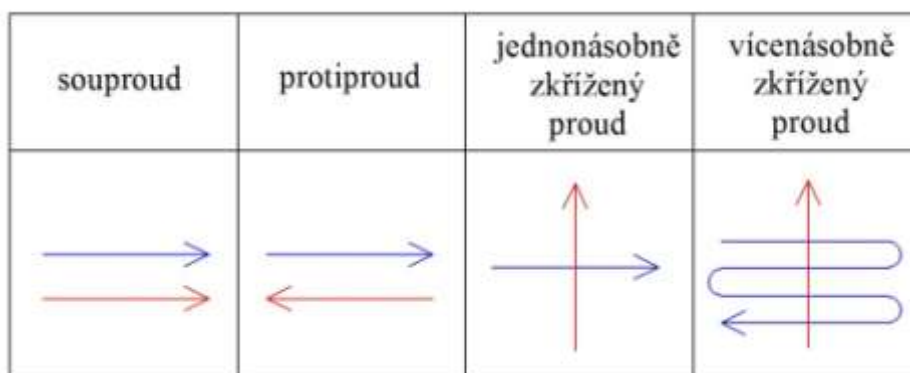
Fyzikální podstata výměníků tepla spočívá v předávání tepelného toku mezi dvěma či více teponosnými médii, nejčastěji však z teplého média do média chladnějšího. Samotný fakt, že můžeme predehřívát vzduch či spaliny v technologickém procesu přináší pro nás výhody ve smyslu úspory paliva, ve zvýšení spalné teploty či ve zvýšení samotného výkonu pece. Výměníky tepla se dělí na dvě základní skupiny:

- **rekuperátory** – v rekuperátorech se tepelný tok šíří z teplého média do média chladnějšího přes dělicí stěnu, tzv. teplosměnnou plochu,
- **regenerátory** – v regenerátorech se tepelná energie předává z teplého média do chladnějšího média díky akumulaci tepla ve výplni regenerátoru, tzv. mřížoví [9].

4.1 Rekuperátory

V rekuperátorech, jak již tedy bylo řečeno, se tepelný tok šíří z teplého média do média chladnějšího přes teplosměnnou plochu. V hutním průmyslu se používá celá řada rekuperátorů, které můžeme rozdělit dle několika hledisek:

- **dle materiálu stěn** – pak rozeznáváme rekuperátory kovové, keramické, plastové,
- **dle způsobu sdílení tepla** – na stěny rekuperátoru působí teplo radiační, konvekční, či kombinace těchto dvou způsobů radiačně-konvekční,
- **dle způsobu proudění teplosměnného média** – média v rekuperátorech mohou proudit souproudě, protiproudě, zkříženě, popřípadě vícenásobně zkříženě (obrázek č. 2.) [9].



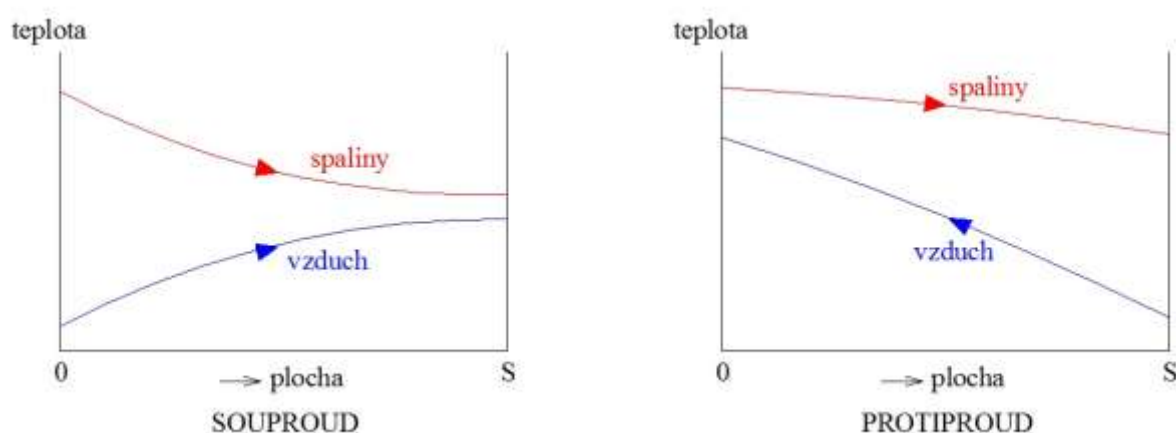
Obr. 2. Systém proudění teplosměnného média

Tepelný výkon rekuperátoru vypočítáme pomocí vztahu:

$$P = \int_0^S k \cdot \Delta t \cdot dA \quad (\text{W}) \quad (21)$$

kde P je tepelný výkon rekuperátoru (W),
 k - součinitel prostupu tepla ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$),
 Δt - rozdíl teplot spalin a vzduchu (K),
 dA - diferenciál plochy (m^2),
 S - celková teplosměnná plocha rekuperátoru (m^2).

Výkonová kapacita udává množství tepla, které musíme za 1 sekundu odebrat (dodat) danému hmotnostnímu toku tak, aby se teplota proudícího média snížila (zvýšila) o 1 K. Možný průběh teplot pro sou proud a protiproud nám ukazuje obrázek č. 3. [8].



Obr. 3. Schéma průběhu teplot pro sou proud a protiproud

4.2 Typy rekuperátorů

Dle materiálu stěn v průmyslu rozeznáváme rekuperátory kovové, keramické a plastové. Velké výhody přináší rekuperátory kovové, proto se v praxi využívají čím dál více [8].

4.2.1 Kovové rekuperátory

Dle způsobu sdílení tepla na stěny rekuperátoru působí teplo radiačně, konvekčně i radiačně-konvekčním způsobem. Jaký způsob sdílení tepla použít u daného rekuperátoru rozhoduje především vstupní hodnota spalin, ale i tlaková ztráta spalin a obsah nečistot. Zpravidla se uvádí, že konvekční rekuperátory se používají do $800\text{ }^{\circ}\text{C}$, radiační nad $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ a radiačně-konvekční nad $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ [8].

4.2.2.1 Lité rekuperátory

Lité rekuperátory (obrázek č. 4 [11]) jsou vyrobeny z litiny nebo z oceli na odlitky. Lité rekuperátory se používají pro příkon, který je menší než 10 MW, a teplota spalin by

neměla přesáhnout 1000 °C. Zvýšení intenzity přenosu tepla je dosaženo žebrováním teplosměnné plochy. Součinitel prostupu tepla u litých rekuperátorů se pohybuje kolem $35 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Předehřátý vzduch v tomto typu rekuperátoru dosahuje teplot 400 °C a vstupní teplota spalin je 800 °C. Velkou nevýhodou litých rekuperátorů je jejich netěsnost, únik vzduchu může činit až 30 % [8].



Obr. 4. Litý žebrovaný rekuperátor

4.2.2.2 Výměníky tepla z ocelových trubek

Rekuperátory z ocelových trubek (obrázek č. 5) mají svařovanou konstrukci, což dává těmto rekuperátorům možnost využití i pro předehřev plynů. U tohoto typu výměníku součinitel prostupu tepla dosahuje hodnot od 15 až do $45 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Teplotu můžeme předehřát až na 700 °C. Uložení trubek u tohoto typu výměníku může být rovnými trubkami, smyčkovými trubkami nebo tzv. fieldovské trubky. Rovné trubky mohou být uloženy horizontálně nebo vertikálně. Smyčkové trubky jsou jednosmyčkové nebo vícesmyčkové [8].



Obr. 5. Trubkový rekuperátor

4.2.2.3 Válcové rekuperátory

Předávání tepla u tohoto typu výměníku probíhá především sáláním. Vstupní teplota spalin pro válcové rekuperátory (obrázek č. 6 [12]) činí 900 až 1 500 °C, pro ohřev média se pohybujeme v teplotách od 400 do 950 °C. Válcové rekuperátory jsou vytvářeny ze žáruvzdorného plechu o průměru 0,5 až 3 m a dosahují délek až několik desítek metrů. Součinitel prostupu tepla se u tohoto typu výměníku pohybuje až k $80 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ [8].



Obr. 6. Válcový rekuperátor

4.2.2 Keramické rekuperátory

Velkou výhodou keramických materiálů je to, že dokážou pracovat s velkými teplotami. To znamená, že do keramických rekuperátorů (obrázek č. 7 [13]) vstupují vysoké vstupní teploty a dále tyto výměníky dokážou přehřát vzduch na vysoké teploty. U vstupní teploty záleží na použitém vstupním materiálu a pohybuje se v rozmezí 1 000 až 1 500 °C. Přehřátý vzduch dosahuje teplot až 900 °C. Jako tvárnice, které se používají na vyzdívku těchto rekuperátorů, se používají nejčastěji šamotové tvárnice. Tyto tvárnice jsou spojovány za pomoci malty. Hodně spojů vytváří velkou nevýhodu, a to takovou, že výměník je netěsný. Zvyšuje se tak množství vzduchu, které uniká netěsnostmi. Součinitel prostupu tepla se u keramických rekuperátorů pohybuje kolem $5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ [8].



Obr. 7. Keramický rekuperátor

4.3 Regenerátory

V regenerátorech dosahujeme nejvyššího stupně přehřátí, můžeme atakovat teploty až 1 400 °C. V hutním průmyslu se regenerátory dělí na dvě základní skupiny, a to:

- **regenerátory s nepohyblivým mřížovím,**
- **regenerátory s pohyblivým mřížovím.**

Regenerátory s nepohyblivým mřížovím pracují periodicky, což má za následek nestacionárnost prostředí, teplota se mění v závislosti na čase. Tento typ regenerátorů se vyznačuje vysokou žáruvzdorností a teplotní stálostí. Zároveň jsou značně velké, s tím souvisí jejich vysoká hmotnost a velká spotřeba materiálu [9].

Regenerátory s pohyblivým mřížovím pracují neperiodicky. Dochází zde k nepřetržitému pohybu mřížoví, které můžeme charakterizovat jako velké množství tenkých těles. Ohřev částic zde probíhá tak, že se částice přesouvají ze spalínové části do vzduchové, kde ohřejí vzduch a po ochlazení jdou znovu do oblasti ohřevu, a takto se celý proces neustále opakuje. Teplota přehřátí je konstantní. Tento typ regenerátoru se v hutní praxi moc nevyskytuje, i když se jedná o efektivní typ výměníku tepla. Mřížová u regenerátorů hodnotíme na základě následujících ukazatelů:

- poměrná výhřevná plocha, která určuje velikost teplosměnné plochy na 1 m³,
- průřez mřížoví, který je dán poměrem volného průřezu k celkovému průřezu mřížoví,
- součinitel zaplnění, který vyjadřuje součinitel materiálu, tedy objem žáruvzdorných tvarovek k celkovému objemu rekuperátoru,
- ekvivalentní tloušťka cihly, která je vyjádřena poměrem poměrné výhřevné plochy k součiniteli zaplnění [9].

4.4 Typy regenerátorů

Dříve se v hutích používaly regenerátory velmi často. S rozvojem výměníků tepla rekuperativního typu si regenerátory udržely svou pozici pouze pro ohřev vysokopecního plynu u vysokých pecí.

4.4.1 Cowperovy ohřívače větru

Cowperův ohřívač větru (obrázek č. 8 [14]) je pojmenován podle jeho objevitele, tedy pana Cowpera, který ho vynalezl v roce 1857. Svoje uplatnění našel u vysokých pecí, kde se používá pro ohřev větru. Ohřívání vzduch v tomto typu ohřívače dosahuje vysokých teplot. Jako palivo pro ohřev se používá vysokopecní plyn, který se mísí buď s koksárenským, nebo zemním plynem [8].

Cowperův ohřívač větru je stavba asi 30 m vysoká, válcového tvaru o průměru až 13 m. Je to stavba, která se nachází v blízkosti vysokých pecí. Konstrukčně je řešena tak, že uvnitř této stavby je spalovací šachta a šachta s teplosměnným mřížovím. Ve spalovací šachtě se nachází hořáky, které spalují palivo. Většinou se jedná o hořáky keramické, které splňují požadavky na typ hořáku. Mezi tyto požadavky patří:

- hořák by měl mít vysoký výkon, nejlépe kdyby byl větší jak 100 MW,
- hořák by měl umět rovnoměrně rozdělit teploty po výšce šachty,

- hořák by neměl pulzovat,
- a zároveň by měl hořák vydržet vysoké teploty [8].

Vítr v ohřivačích dosahuje vysokých teplot, takže je kladen i velký důraz na žárovzdornost materiálu. Pro horní část šachty a kopuli se dnes používají kvalitní dinasy. Samotná vyzdívka ohřivačů se dnes sestává až z šesti vrstev a z toho je někdy až pět izolačních vrstev. Ohřivače mají často několik pásem mřížoví. Horní pásmo mřížoví má rozměry otvorů větší. Čím jdeme níže, otvory mřížoví se menší. Vyzdívka Cowperů v našich podmínkách bývá vyzděna z jednoho druhu materiálu o délce životnosti až 15 let. Praxe nám ukázala, že můžeme dosáhnout vyšších teplot, když:

- zvýšíme teplotu v kopuli,
- zvýšíme teplotu na výstupu z mřížoví,
- zvýšíme výhřevnou plochu,
- zvýšíme součinitel přestupu tepla [8].

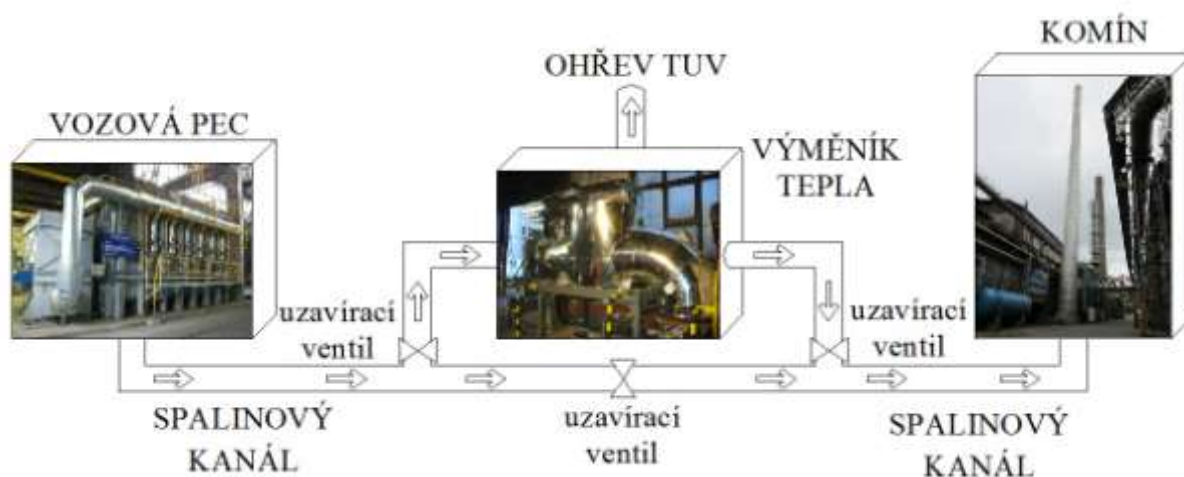
Teplota odpadních spalin, která z ohřivače odchází, má hodnotu menší než 300 °C. To jak je velká výhřevná plocha ohřivače závisí na velikosti vysoké pece. Spaliny v ohřivači proudí rychlostí okolo $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, vzduch kolem $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [8].



Obr. 8. Ohřivače větru u vysoké pece

5 POPIS TECHNOLOGICKÉHO PROCESU

Samotný technologický proces spočívá v tom, že v ohřívací peci č. 3, která se nachází na kovárně ve společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s., se spaluje palivo. Palivem pro tuto konkrétní komorovou ohřívací pec je zemní plyn. V peci dojde ke spálení paliva a spaliny jsou poté odváděny spalínovým kanálem. Spalínový kanál je pomocí uzavíracích ventilů rozdělen na dvě cesty. První cesta spočívá v tom, že spaliny odchází přímo do komína. Druhá cesta spalínového kanálu spočívá v tom, že spaliny proženeme přes výměník tepla na principu tepelných trubíc, kde dojde k využití entalpie spalin na ohřev teplé užitkové vody. Technologický proces je schematicky znázorněn na obrázku č. 9 [15].



Obr. 9. Schéma technologického procesu

Společnost VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. provozovala řadu energeticky náročných zařízení, kde vznikalo odpadní teplo, které se nijak nevyužívalo a vypouštělo se do atmosféry. Až v roce 2008 v rámci grantového projektu podnikla společnost investici, kde začala odpadní teplo využívat. V rámci této investice byl tedy vybudován výměník tepla na principu tepelných trubíc, který slouží k ohřevu teplé užitkové vody. Vzniklé teplo se dá dále použít pro případné vytápění výrobních hal v zimě apod.

5.1 Ohřívací vozová pec č. 3

Společnost VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. používá pro ohřev materiálu na kovárně vozovou komorovou ohřívací pec č. 3 (obrázek č. 10). Pec je rozdělena na tři zóny. Nevýhodou pece č. 3 je výjezdna nístěj, která představuje velký požadavek na zastavěný prostor pece. Jinak tedy řečeno, půdorys pece je tedy dvakrát větší, než jsou rozměry samotné pece.

Pec č. 3 má hořáky, které jsou umístěny na vnějších bočních stranách pece. V rámci modernizace pece došlo k instalaci nových vysokorychlostních hořáků Bloom od firmy Krom-Schröder. Tento typ hořáků je již vybaven hořákem se zapalováním, ionizačním

snímačem plamene a řídicí automatikou. Hořáky jsou seřizeny na výkon 100 kW. Celkový počet hořáků v peci je 18 kusů.

Palivem pro spalování ve vozové komorové ohřívací peci č. 3 je zemní plyn, který má výhřevnost $35,88 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}$. Technické parametry vozové ohřívací pece č. 3 jsou uvedeny v tabulce č. 3. Spalování zemního plynu probíhá za přebytku vzduchu 1,1 (1). Následně ve výměníku tepla dochází k předehřevu spalovacího vzduchu. Výměník tepla je umístěn jako samostatný stavební objekt. Vyzdívka pece je provedena ze šamotu. Odtah spalin je zabezpečován ze zadní strany pece samostatným komínem vysokým 40 m.

V peci dochází k automatické regulaci tepelného režimu. V pecním prostoru jsou teploty měřeny pomocí termočlánků, které se nachází v klenbě pece a počet těchto termočlánků v peci je 6 kusů. Teplotu spalin odcházejících z pece měří dva termočlánky, které jsou umístěny v odtahovém kanálu. Teplota spalovacího vzduchu, který se nachází za rekuperátorem, je měřena pomocí odporového snímače. Průtok plynu dodávaného do pece je kvůli zvýšenému požadavku na přesnost měření měřen objemovým průtokoměrem, který má rotující válec.



Obr. 10. Vozová pec č. 3 ve společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s.

Tabulka 3. Technické údaje vozové pece č. 3

Technický údaj	Hodnota	Jednotka
Délka pece	9,5	m
Šířka pece	2,6	m
Výška pece	1,5	m
Palivo pece	zemní plyn	
Výhřevnost paliva pece	35,88	MJ·m ⁻³
Přebytek vzduchu pro spalování paliva	1,1	(1)
Maximální teplota pece	1 300	°C
Teplota přehřátého vzduchu	850	°C
Plocha nístěje ohřívací pece	20	m ²
Počet hořáků v peci	18	ks
Typ hořáků v peci	Bloom	
Vsázka pece	Ingoty	
Tlak na přívodu	150	kPa
Jmenovitý výkon pece	9 000	kWh
Měrná spotřeba pece	max. 14	m ³ ·h ⁻¹
Výška komína	40	m
Světlost	2,8	m

5.2 Výměník tepla

Dnes jsou ohřívací pece již standardně vybaveny zařízením, které slouží k přehřevu spalovacího vzduchu. Tímto zařízením může být buď centrální výměník tepla, nebo rekuperační hořáky. Daná vozová ohřívací pec č. 3 má centrální výměník tepla, ve kterém proudí teplosměnné média v protiproudu. To znamená, že spaliny spolu se studeným vzduchem proudí v opačném směru. Spaliny proudí v trubkách a kolem těchto trubek proudí již zmíněný studený vzduch. Dojde tedy k ohřevu vzduchu, který má na počátku teplotu okolí a na výstupu dosahuje teploty cca 450 °C. To, kolik spalin projde spalínovým kanálem, řídí klapka. V peci dochází také k regulaci vzduchu a tlaku. To má za následek udržování konstantního přetlaku v peci, díky kterému nedochází k přebytečnému přisávání vzduchu.

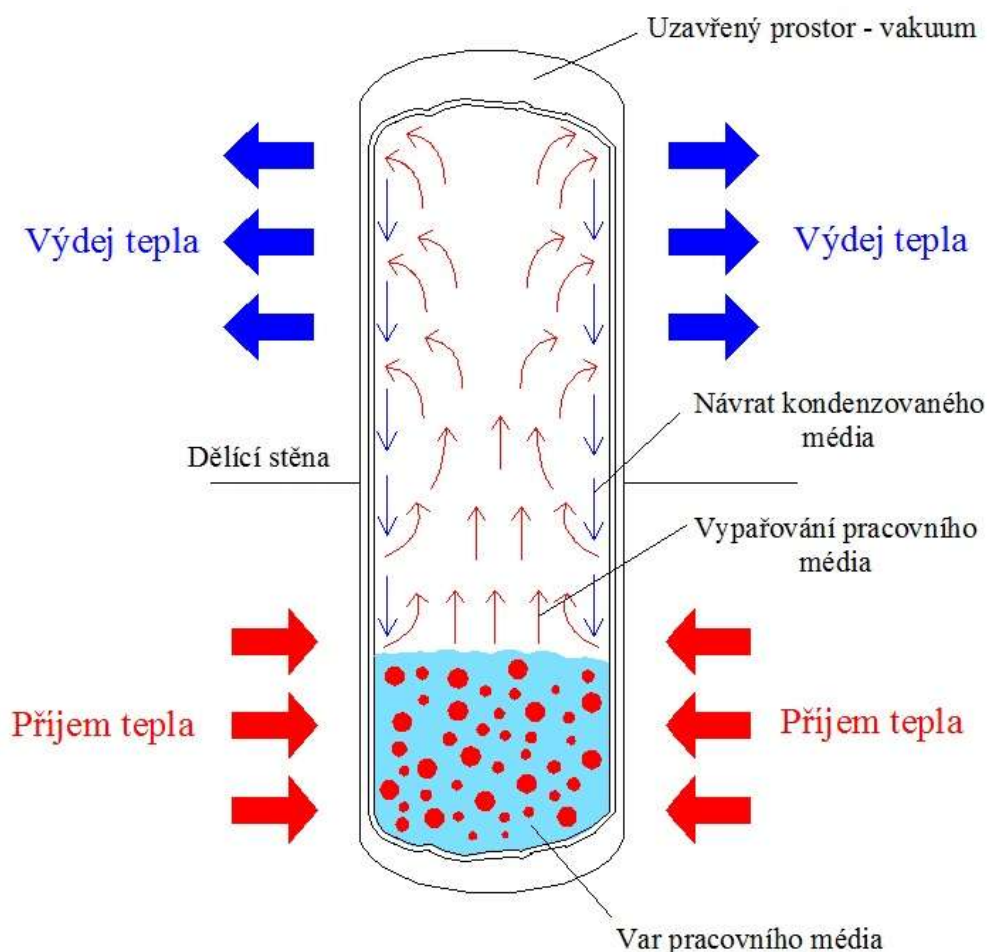
Speciálním typem výměníku tepla jsou tzv. tepelné trubice (Heat Pipe). Tepelné trubice přenášejí tepelné toky o vysoké hustotě. Trubice pracují na velmi jednoduchém principu. Trubice má ohříváný a ochlazovaný konec. Na ohříváném konci se v trubici zahřívá teplotněná látka, která se vlivem zahřívání začíná odpařovat. Na druhé straně trubice dochází k ochlazení a tím pádem ke kondenzování a předávání tepla [16].

5.3 Princip tepelných trubice

Přenos tepla lze provést i pomocí par pracovní látky. A na tomto principu pracují právě tepelné trubice, neboli Heat Pipe. Princip tepelné trubice je v podstatě velmi jednoduchý a je znázorněn na obrázku č. 11. Máme tekutinou naplněný hermeticky uzavřený kovový válec, který je jedním koncem napojen na zdroj tepla a druhým koncem na chladič. Tekutinu zahříváme na nastavenou teplotu, kde po jejím dosažení dojde k odpařování pracovní látky, která proudí k chladiči, kde začíná kondenzovat. Pracovní látkou může být čpavek, voda apod. [17].

Na základě různých tlaků dochází k pohybu proudu par. Ve výparníku je tlak vyšší jak v místě kondenzátoru. Kondenzát se od chladiče ke zdroji tepla vrací díky kapilárním silám porézního materiálu. Tepelná trubice také umí zabezpečit správnou funkci, i když je výparník výš jak kondenzátor, a to až o 40 cm [18].

Tepelné trubice, neboli Heat Pipe, mají dnes hodně využití především díky jeho velké tepelné vodivosti, která se uvádí až 1 000 krát větší než má měděná tyč o stejných rozměrech jako tepelná trubice. V průmyslu se tedy tepelné trubice využívají především k chlazení, ať už výkonných elektrických motorů, nebo plynových turbín. U tepelné trubice byl naměřen nejvyšší tepelný tok o $15\,000\text{ W/cm}^2$ s pracovním médiem lithiem, kde jeho teplota činila $1\,500\text{ °C}$ [19].



Obr. 11. Princip Heat Pipe – tepelné trubice.

Výměníky tepla na principu tepelných trubíc mají velké výhody oproti klasickým výměníkům. Tyto výhody jsou dány konstrukcí a vlastnostmi tepelných trubíc. Až v trubiciích dojde k dosažení pracovní teploty, začnou trubice udržovat malý rozdíl teplot. Celkově tento systém dosahuje vysoké spolehlivosti využití, jelikož zde chybí pohyblivé částice, a na straně spalin není žebrování. To znamená, že se dají použít znečištěné spaliny, aniž by docházelo k zanášení. Výhody výměníků tepla na bázi tepelných trubíc oproti klasickým výměníkům lze vyjádřit:

- tím, že tepelné trubice dosahují vyšší účinnosti přestupu tepla,
- tepelné trubice se dají použít o pro spaliny o nižší teplotě,
- zabudování tepelných trubíc může znamenat i rychlejší dobu návratnosti investice,
- tepelné trubice nemají pohyblivé částice,
- výměníky tepla na bázi tepelných trubíc se vyznačují snadnou údržbou,
- teplota v tomto typu výměníku je rovnoměrná,
- výměníky dosahují menších rozměrů [20].

5.3.1 Konstrukce výměníků tepla na principu tepelných trubíc

Výměníky tepla na principu tepelných trubíc (obrázek č. 12), se liší typem použité pracovní látky, regulací, způsobem dopravy kondenzátu apod. Vnitřní povrch tepelných trubíc (obrázek č. 13) může být nejen hladký, ale i žebrováný. U použitého výměníku tepla pro ohřev teplé vody jsou tepelné trubice umístěny ve svislém válci. Spaliny proudí v horizontální rovině výměníku a předávají teplo vodě, která se během několika sekund mění v páru. Pára se dostává do horní části výměníku, kde se nachází přepážka, která slouží pro ohřev teplé užitkové vody. Pára v horní části výměníku, za přepážkou, kondenzuje, dochází k předávání tepla teplé užitkové vodě, a poté dochází ke koloběhu. Zkondenzovaná pára přechází zpět do spodní části a dochází k opakování celého procesu.

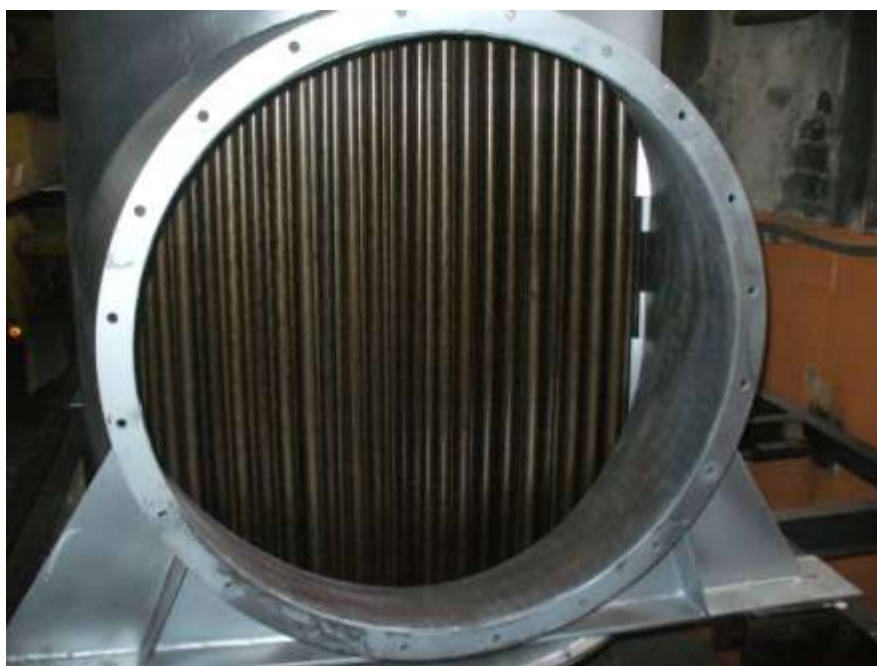


Obr. 12. Výměník tepla na principu tepelných trubíc.



Obr. 13. Trubice ve výměníku tepla.

V použitém typu výměníku tepla jsou tepelné trubice uspořádány svisle, zobrazeno na obrázku č. 14., výparná část má výšku 1 700 mm a kondenzační část 200 mm. Celkový průměr výměníku tepla je 1 100 mm, celkový počet trubic ve výměníku činí 649 kusů, kde každá trubice má stejné rozměry: průměr je 28 mm a síla stěny je 2,5 mm. Provozní charakteristiky výměníku tepla jsou uvedeny v tabulce č. 4.



Obr. 14. Uspořádání trubic ve výměníku tepla.

Tabulka 4. Provozní charakteristiky výměníku tepla

Charakteristika výměníku tepla	Hodnota	Jednotka
Teoretický výkon výměníku	750	kW
Počet trubic	649	ks
Výška výměníku	2 000	mm
Průměr výměníku	1 100	mm
Výška kondenzační části	200	mm
Výška výparné části	1 700	mm

5.4 Spalinová cesta a komín

Nedílnou součástí každé ohřívací pece je spalinová cesta, která odvádí využitě spaliny do komína (obrázek č. 15). Odváděné spaliny obsahují ještě teplo, které se úplně odvede bez využití, a jedná se tak o tepelnou ztrátu. Tuto tepelnou ztrátu jsme schopni zjistit, jelikož známe množství spalin, a známe také teplotu spalin, která má za rekuperátorem cca 550 °C. Odtah spalin z vozové pece č. 3 je zabezpečován ze zadní strany pece samostatným komínem vysokým 40 m o průměru 2,5 m. Komín je z oceli.



Obr. 15. Komín u ohřívací pece č. 3

6 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

Experimentální část mé diplomové práce probíhala ve spolupráci se společností VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. a je zaměřena na využívání druhotného energetického zdroje ve formě druhotného tepla. Druhotné teplo se pak využívá pro ohřev teplé užitkové vody, která slouží pro potřeby společnosti, například ve sprchách apod. Teplo získáváme ve vozové peci č. 3. Palivem pece je zemní plyn o výhřevnosti $35,88 \text{ MJ}\cdot\text{m}^{-3}$. V roce 2008 společnost provedla investici, v rámci které byl k této peci namontován výměník tepla na bázi tepelných trubíc.

6.1 Provozní informace o výměníku tepla na principu tepelných trubíc

Použitý typ výměníku tepla je umístěn ve společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. v samostatném objektu. Tento objekt se nachází mezi rekuperačním výměníkem vzduchu a spalínovou cestou s regulační klapkou. V hale, kde se nachází vozová ohřívací pec č. 3 je také umístěn rozdělovač topné vody spolu se sběračem vratné vody. K těmto částem je přivedeno přívodní a vratné potrubí, které prochází částí výměníku, kde dochází ke kondenzaci. Pracovní látkou výměníku tepla je voda, která je umístěna ve svislých trubkách výhřevné plochy a komorami, vstupní a výstupní. Průměrně naměřené hodnoty při provozu výměníku tepla jsou uvedeny v tabulce č. 5.

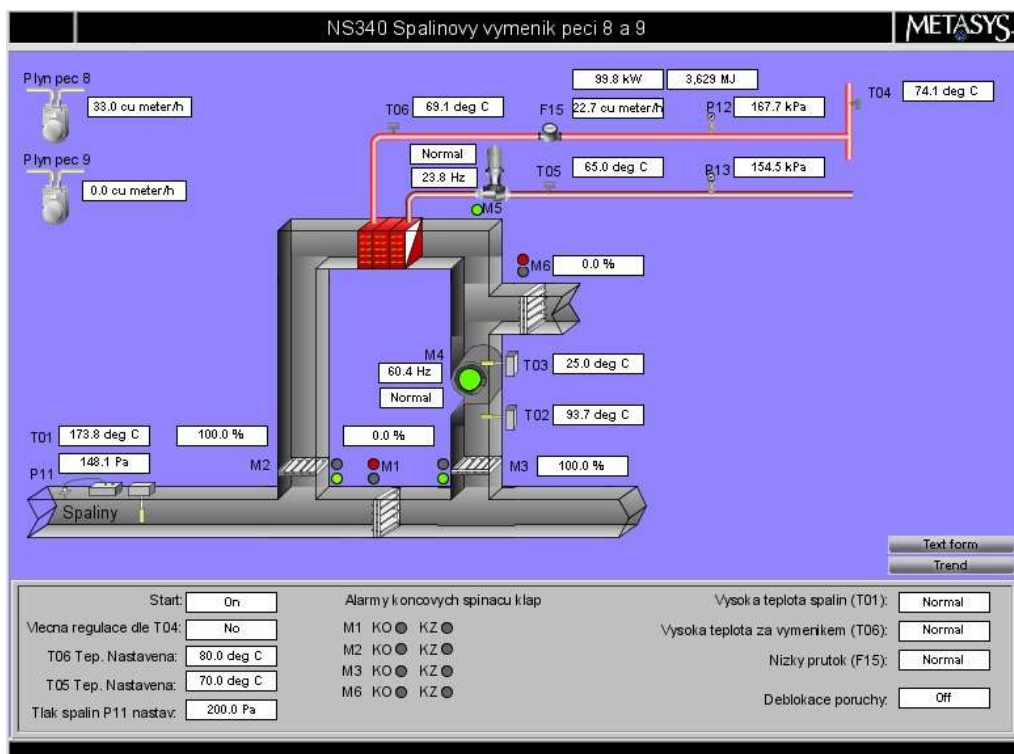
Množství spalín, které vstupují do výměníku tepla, ovládá klapka, která je umístěna ve spalínovém kanále. Klapka je závislá na samostatném provozu pece, a zároveň nám nebude negativně ovlivňovat tah. Pokud bude docházet k nerovnoměrnému odběru tepla, začne nám stoupat teplota u vstupující vody. Výkon výměníku nám zároveň bude dávat zkrácené informace. Pokud k tomuto případu dojde, musíme přerušit přísun toku spalín, v žádném případě nesmí dojít k varu teplé užitkové vody v místě kondenzace.

Tabulka 5. Průměrně naměřené hodnoty při provozu výměníku tepla

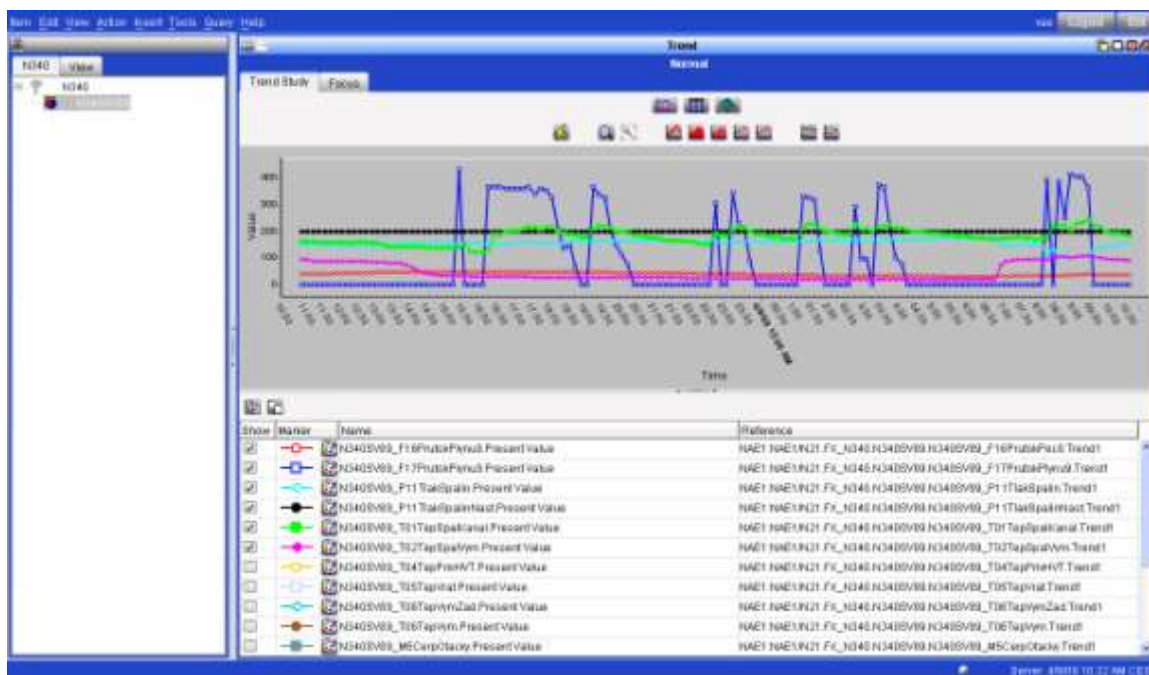
Naměřená veličina	Hodnota	Jednotka
Vstupní teplota spalín do výměníku	432,8	°C
Výstupní teplota spalín z výměníku	167,9	°C
Průtočné množství spalín	6 000	$\text{Nm}^3\cdot\text{h}^{-1}$
Vstupní teplota vody	14,9	°C
Výstupní teplota vody	69,8	°C
Průtočné množství vody	3,6	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$

6.1.1 Ovládací panel výměníku tepla

Výměník tepla je řízen počítačem, pro který byl vytvořen software, konkrétně od firmy VAE a.s. Pomocí tohoto softwaru se monitoruje dění ve výměníku a řídí samotnou spotřebu tepla. Na obrázku č. 16 vidíme schéma ovládacím panelu. Obrázek č. 17 zobrazuje další možné výstupy ovládacího panelu, které je možno zobrazit.

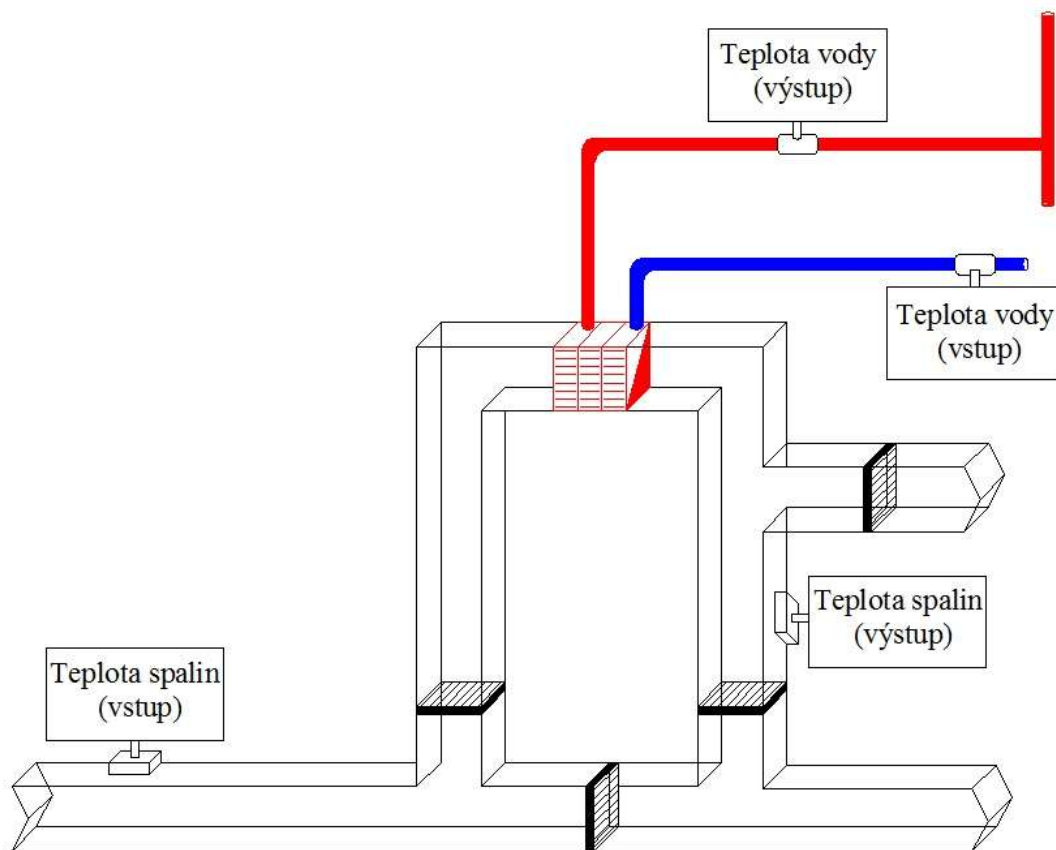


Obr. 16. Ovládací panel



Obr. 17. Další výstup ovládacího panelu

Z ovládacího panelu odečítáme teplotu a tlak vstupujících spalin, teplotu vstupní vody, která bude spalinami ohřívána za účelem užitkového užití ve výrobním závodě. Dále je zde možnost nastavení teploty teplé vody, tedy teploty, na jakou budeme vodu ohřívat pro použití na oddělení. To, kde se odečítají jednotlivé teploty, zobrazuje obrázek č. 18.



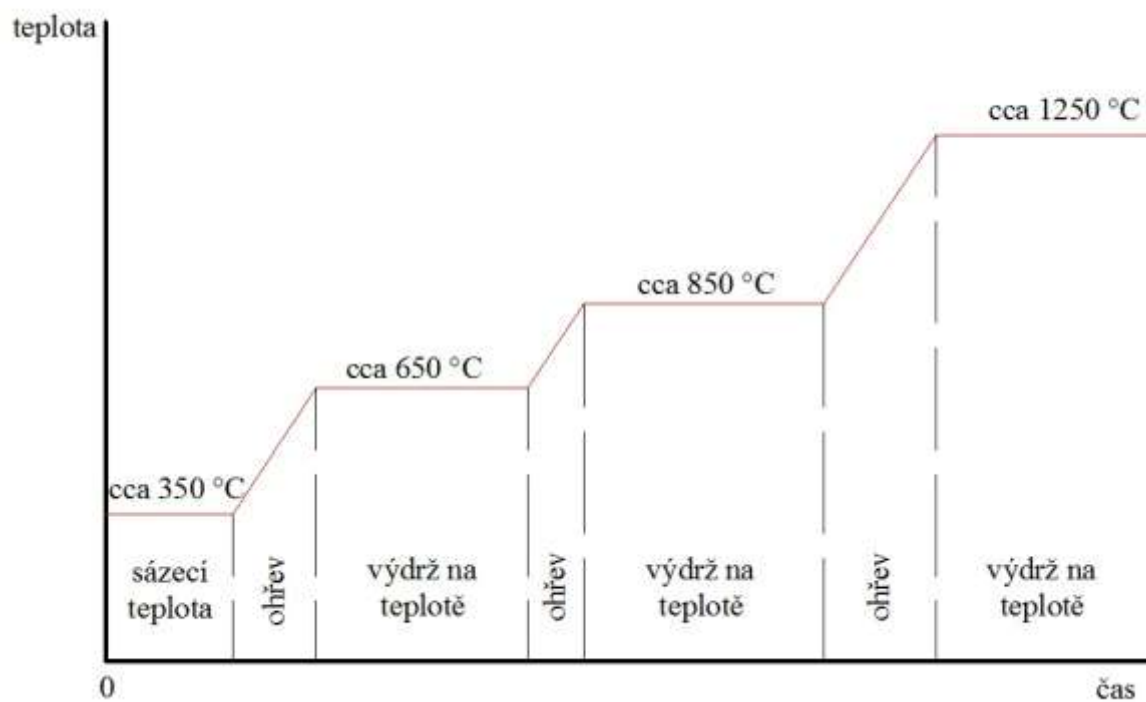
Obr. 18. Schéma ovládacího panelu

6.2 Ohřívací režim pece

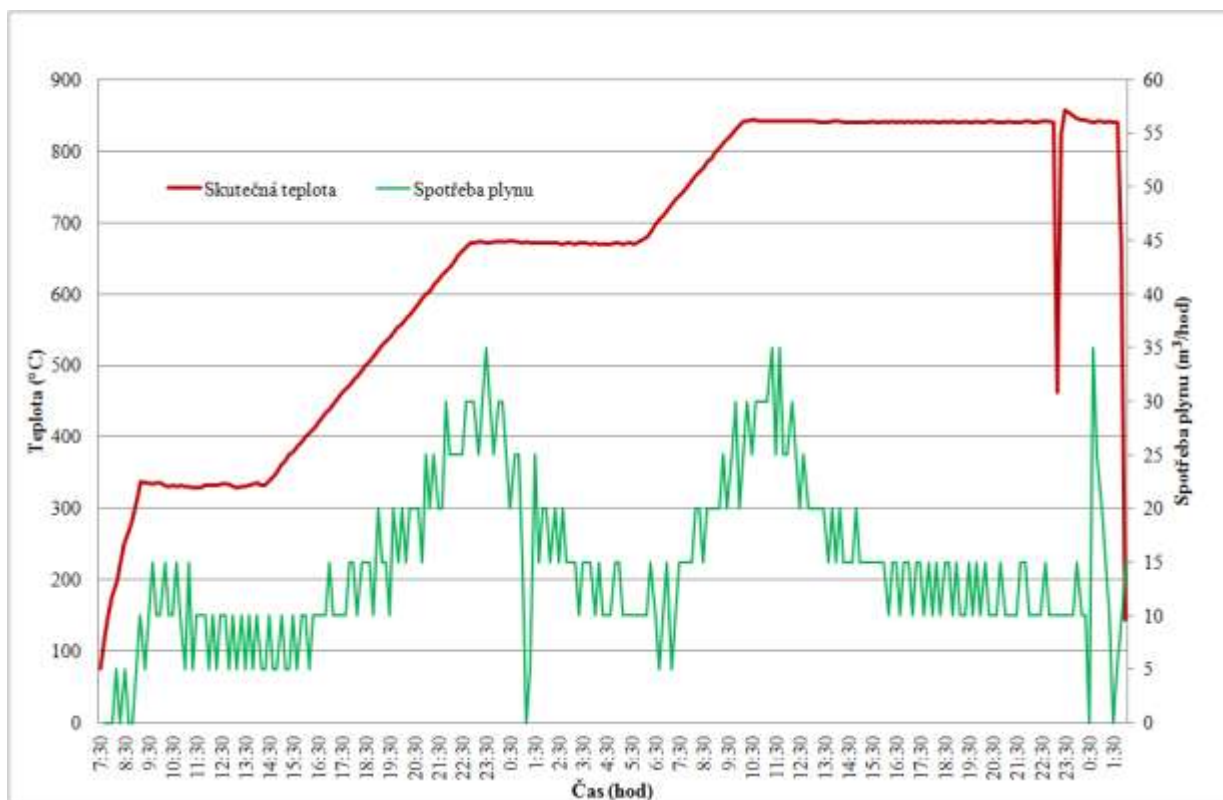
Vozová ohřívací pec pracuje na principu tepelného cyklu, který je závislý na požadovaných vlastnostech zpracovávaného materiálu [21]. Obecně by se dalo říct, že tepelný cyklus můžeme rozdělit na tři základní části [22], [23]:

- ohřev,
- výdrž na teplotě,
- ochlazování.

Tepelný cyklus ohřívací pece č. 3 je schematicky vyjádřen na obrázku č. 19. Začíná se na vsázeční teplotě, kdy pec musí být pro vkládání vsázky předehřátá na určitou teplotu. Teplota pro vsázení vsázky činí cca 350 °C. Poté dojde k ohřevu na teplotu cca 650 °C, která slouží pro skladování materiálu. Pak se materiál ohřívá na teploty cca 850 °C nebo 1 250 °C, podle toho, jaké vlastnosti pro materiál požadujeme. Z naměřených hodnot byl vytvořen skutečný tepelný cyklus pece, který je znázorněn na obrázku č. 20. Červená křivka znázorňuje skutečně naměřené teploty v peci, zelená křivka pak znázorňuje spotřebu plynu, zde konkrétně zemního plynu.



Obr. 19. Schematický tepelný cyklus vozové pece č. 3



Obr. 20. Skutečný tepelný cyklus vozové pece č. 3

6.3 Měření vstupních parametrů

Pro samostatný návrh využití odpadního tepla spalin je nutné měření vstupních parametrů. Vstupní parametry se měřili ve spolupráci se společností VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. při provozu výměníku tepla, který se nachází u vozové pece č. 3. Sledování vstupních parametrů probíhalo pomocí ovládacího panelu, který je součástí výměníku tepla a je popsán v kapitole 6.1.1. Měřené parametry se odečítaly a posléze se zaznamenaly do tabulky č. 6 v intervalu 20 min.

Tabulka 6. Naměřené vstupní parametry

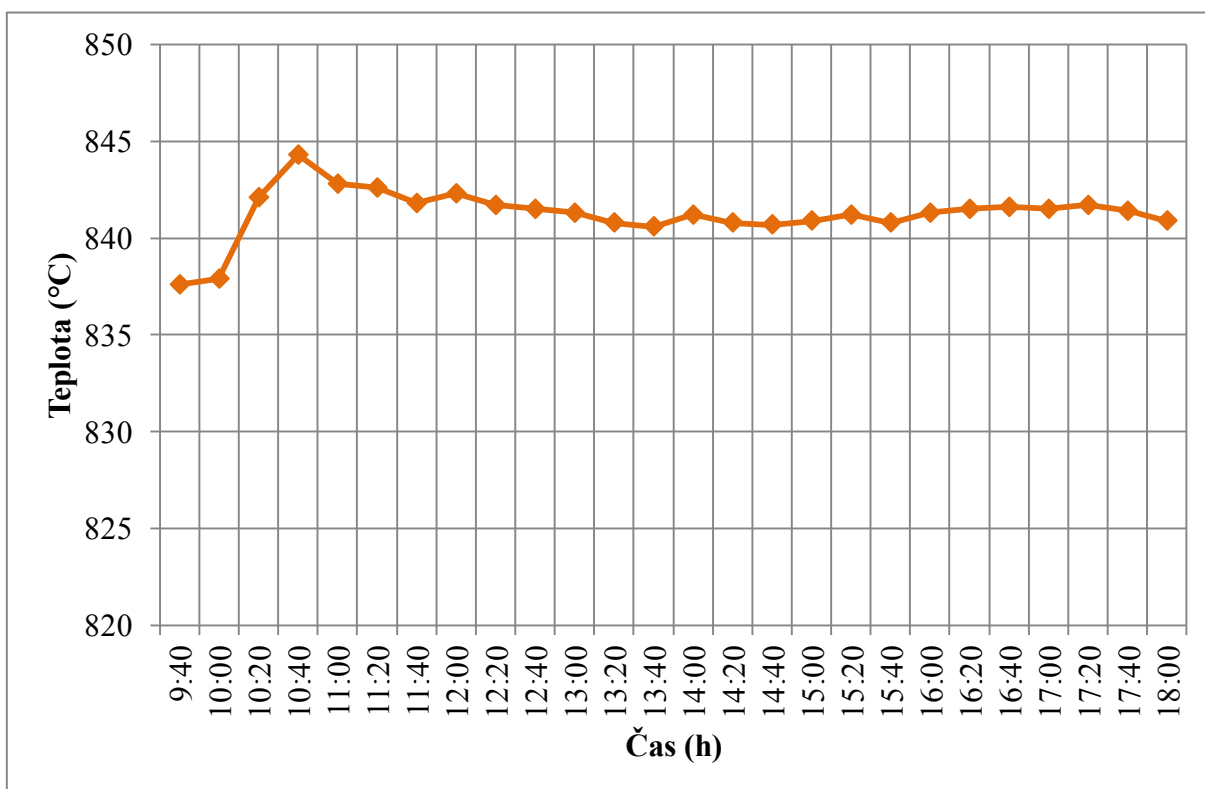
Den	Čas	Teplota pece	Spotřeba plynu	Teplota spalin (vstup)	Teplota spalin (výstup)	Teplota vody (vstup)	Teplota vody (výstup)
	(hod)	(°C)	(m ³ /hod)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
26. 10. 2015	9:40	837,6	25	432,2	168,8	14,1	68,6
26. 10. 2015	10:00	837,9	20	432,6	168,2	14,2	69,1
26. 10. 2015	10:20	842,1	30	433,1	167,8	14,1	69,3
26. 10. 2015	10:40	844,3	30	434,6	168,2	14,4	69,1
26. 10. 2015	11:00	842,8	30	433,3	167,7	14,3	69,2
26. 10. 2015	11:20	842,6	35	433,2	167,6	14,5	68,7
26. 10. 2015	11:40	841,8	35	432,8	168,0	14,8	68,9
26. 10. 2015	12:00	842,3	25	433,2	167,5	15,1	71,1
26. 10. 2015	12:20	841,7	25	432,9	167,7	14,9	70,8
26. 10. 2015	12:40	841,5	25	433,0	167,8	15,2	68,9
26. 10. 2015	13:00	841,3	20	432,8	167,4	14,8	67,8
26. 10. 2015	13:20	840,8	20	432,4	167,8	15,1	68,1
26. 10. 2015	13:40	840,6	15	432,5	167,9	15,2	72,2
26. 10. 2015	14:00	841,2	15	433,2	168,2	15,1	71,7
26. 10. 2015	14:20	840,8	15	432,7	167,9	15,3	68,8
26. 10. 2015	14:40	840,7	15	432,7	167,7	15,4	69,3
26. 10. 2015	15:00	840,9	15	432,8	167,8	15,5	70,1
26. 10. 2015	15:20	841,2	15	433,2	167,9	15,3	70,6
26. 10. 2015	15:40	840,8	15	432,8	167,9	15,5	71,2
26. 10. 2015	16:00	841,3	15	433,0	167,8	15,6	70,7
26. 10. 2015	16:20	841,5	15	432,7	168,3	15,3	70,2
26. 10. 2015	16:40	841,6	10	432,4	168,1	14,8	69,8
26. 10. 2015	17:00	841,5	15	432,6	168,3	15,0	70,0
26. 10. 2015	17:20	841,7	15	432,1	168,2	15,2	70,3
26. 10. 2015	17:40	841,4	10	431,9	168,1	15,1	69,7
26. 10. 2015	18:00	840,9	10	432,0	167,9	14,8	70,1
Průměr		841,3	20	432,8	167,9	14,9	69,8

Důležité pro samotný návrh pro nás byly parametry:

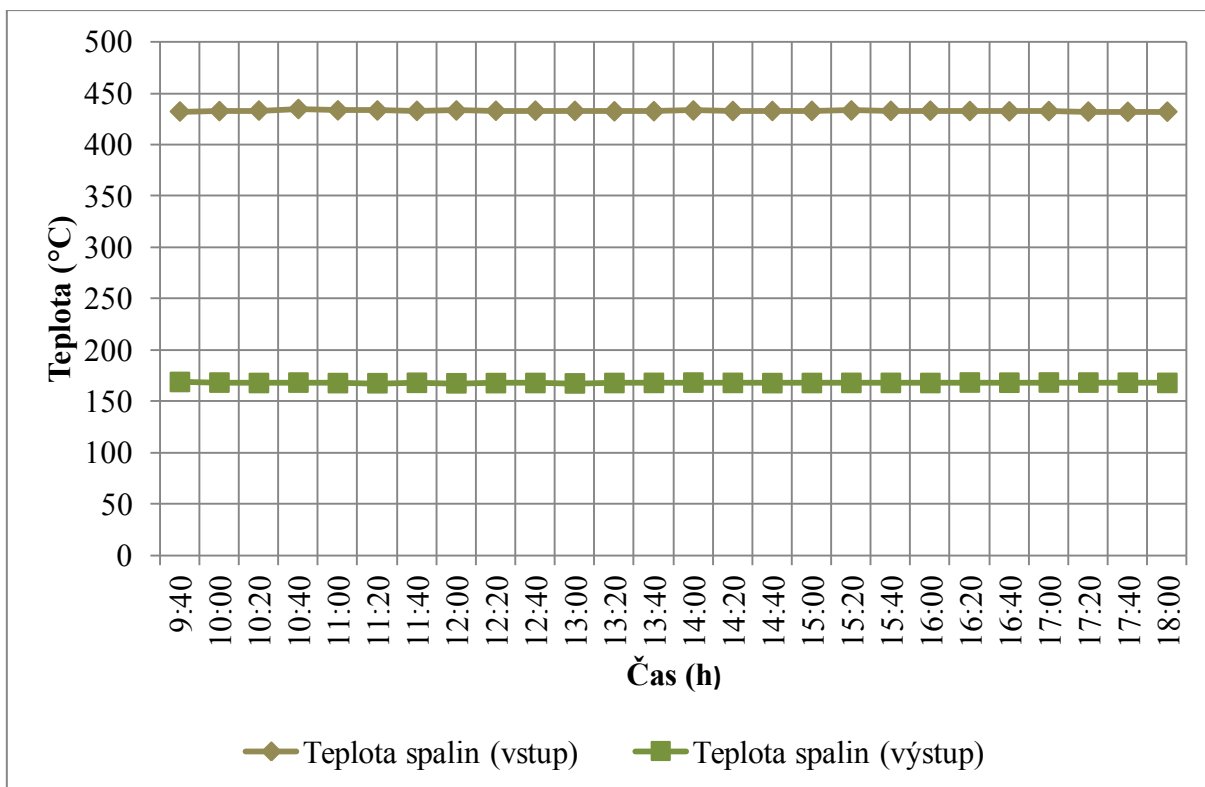
- teplota pece,
- teplota spalin na vstupu do výměníku tepla,
- teplota spalin na výstupu z výměníku tepla,
- teplota vody na vstupu do výměníku,
- teplota vody na výstupu z výměníku tepla.

Měření vstupních parametrů probíhalo dne 26. 10. 2015 od 9:40 do 18:00 hodin. Hodnoty byly měřeny na jedno desetinné místo. Při měření vstupních parametrů se vozová ohřívací pec nacházela v tepelném cyklu výdrže na teplotě cca 850 °C.

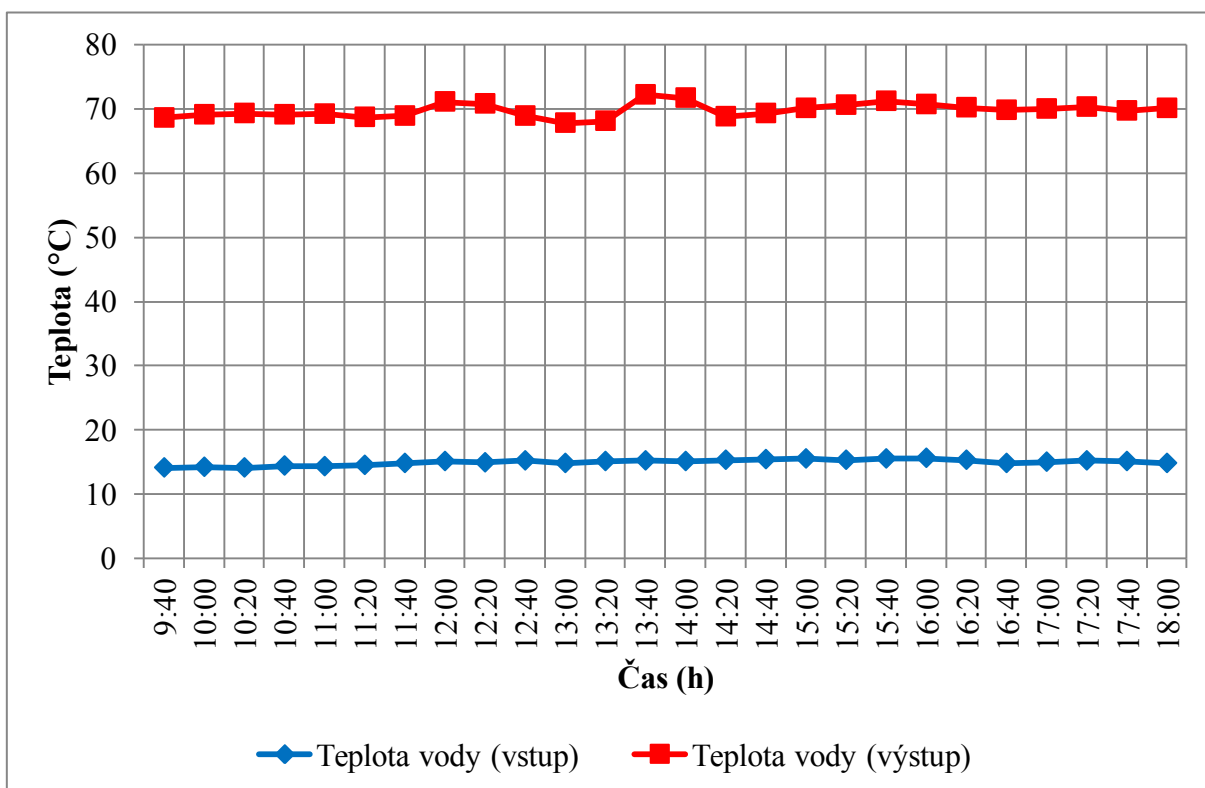
Z naměřených parametrů byly pro názornost sestaveny grafy, které znázorňují průběhy teplot. Na obrázku č. 21 je znázorněn průběh teplot v peci. Teplota v peci se průměrně pohybovala kolem 841,3 °C. Na obrázku č. 22 je znázorněn průběh teplot spalin na vstupu a výstupu z výměníku tepla. Průměrná teplota vstupujících spalin se pohybuje kolem 432,8 °C, průměrná teplota spalin na výstupu z výměníku tepla je 167,9 °C. Na obrázku č. 23 je znázorněn průběh teplot vody na vstupu a výstupu z výměníku tepla. Průměrná teplota vstupní vody do výměníku tepla je 14,9 °C, průměrná teplota výstupní vody z výměníku tepla je 69,8 °C.



Obr. 21. Průběh teplot v peci



Obr. 22. Průběh teplot spalin na vstupu a na výstupu z výměníku tepla



Obr. 23. Průběh teplot vody na vstupu a na výstupu z výměníku tepla

6.4 Vstupní parametry pro návrh využití odpadního tepla spalin

Návrh využití odpadního tepla spalin se opírá o naměřené vstupní parametry naměřené dne 26. 10. 2015 od 9:40 do 18:00 hodin, kde se ohřívací vozová pec č. 3 nacházela v tepelném cyklu výdrže na teplotě cca 850 °C. Parametry pro návrh využití odpadního tepla spalin jsou uvedeny v tabulce č. 7.

Tabulka 7. Parametry pro návrhu využití odpadního tepla spalin

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměrná teplota vody na vstupu	$t_{1,voda}$	14,9	°C
Průměrná teplota vody na výstupu	$t_{2,voda}$	69,8	°C
Měrná tepelná kapacita vody na vstupu	$c_{t_1,voda}$	4,1871	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita vody na výstupu	$c_{t_2,voda}$	4,1896	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Hmotnostní průtok vody	$Q_{m,voda}$	3,6	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
Průměrná teplota spalin na vstupu	$t_{1,sp}$	432,8	°C
Průměrná teplota spalin na výstupu	$t_{2,sp}$	167,9	°C
Objemový průtok spalin	$Q_{V,sp}$	2,53	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
Průměrná hustota spalin	ρ_{sp}	1,33	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$

6.5 Množství potřebného tepla

Pro návrh výměníku tepla musíme znát potřebné množství tepla, čili množství tepla, které potřebujeme na ohřátí vody. Množství potřebného tepla se rovná součinu hmotnostního průtoku vody, měrné tepelné kapacity vody a teplotnímu rozdílu teplot na vstupu a výstupu. Pro měrnou tepelnou kapacitu je stanoven průměr z jednotlivých měrných kapacit pro $t_{1,voda}$ a $t_{2,voda}$.

$$P_{voda} = Q_{m,voda} \cdot \left(\frac{c_{t_1,voda} + c_{t_2,voda}}{2} \right) \cdot \Delta t \quad (\text{W}) \quad (22)$$

kde $Q_{m,voda}$ je hmotnostní průtok vody ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$),

$c_{t_1,voda}$ - měrná tepelná kapacita vody pro vstupní teplotu ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$),

$c_{t_2,voda}$ - měrná tepelná kapacita vody pro výstupní teplotu ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$),

Δt - rozdíl teplot vstupní a výstupní vody (K).

Do rovnice (22) tedy dosadíme parametry, které jsou uvedeny v tabulce č. 7, pak dostaneme výsledek:

$$P_{voda} = 3,6 \cdot \left(\frac{4,1871 + 4,1896}{2} \right) \cdot (69,8 - 14,9) = 827,78 \text{ kW}$$

Množství potřebného tepla se rovná 827,78 kW.

6.6 Množství odevzdaného tepla spaliny

Dalším krokem výpočtu návrhu využití odpadního tepla spalin je potřeba zjistit, kolik tepla jsme schopni získat ze spalin. Množství odevzdaného tepla se tedy rovná součinu objemového průtoku spalin a rozdílu měrných entalpií spalin pro vstupní teplotu a výstupní teplotu spalin. Vstupní a výstupní teplotu spalin známe díky naměřených vstupních parametrů. Pro další výpočet si musíme zjistit z tabulek [4] měrné entalpie vstupních a výstupních spalin zemního plynu. Měrné entalpie jsou uvedeny v tabulce č. 8.

Tabulka 8. Měrné entalpie pro vstupní a výstupní teplotu spalin

Teplota spalin	Měrná entalpie spalin
$t_{1,sp} = 432,8 \text{ °C}$	$i_{sp,1} = 585,4 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
$t_{2,sp} = 167,9 \text{ °C}$	$i_{sp,2} = 233,5 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$

$$P_{sp} = Q_{V,sp} \cdot (i_{sp,1} - i_{sp,2}) \quad (\text{W}) \quad (23)$$

kde $Q_{V,sp}$ je objemový průtok spalin ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$),

$i_{sp,1}$ - měrná entalpie spalin na vstupu ($\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$),
 $i_{sp,2}$ - měrná entalpie spalin na výstupu ($\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$).

Do rovnice (23) tedy dosadíme parametry, které jsou uvedeny v tabulce č. 7 a v tabulce č. 8, pak dostaneme výsledek:

$$P_{sp} = 2,53 \cdot (585,4 - 233,5) = 890,31 \text{ kW}$$

Množství odevzdaného tepla spaliny činí 890,31 kW.

6.7 Účinnost výměníku

Dalším krokem výpočtu návrhu využití odpadního tepla spalin je stanovení účinnosti výměníku. Účinnost výměníku vypočítáme jako podíl množství potřebného tepla a množství odevzdaného tepla spaliny. Z předchozího výpočtu víme, že množství potřebného tepla pro ohřev vody je 827,78 kW a množství odevzdaného tepla spaliny je 890,31 kW.

Účinnost výměníku tepla se vyjádří podílem tepelného toku vody a tepelného toku spalin, vynásobeného stem. Účinnost výměníku tepla je tedy vyjádřena vztahem:

$$P_v = \frac{P_{voda}}{P_{sp}} \cdot 100 \quad (\%) \quad (24)$$

Po dosazení do vztahu (24) dostaneme:

$$P_v = \frac{827,78}{890,31} \cdot 100 = 92,98 \%$$

Účinnost výměníku nám tedy vyšla 92,98 %, což znamená, že tepelné ztráty výměníku činí 7,02 %.

6.8 Spotřeba zemního plynu

Palivem pro provoz ohřívací pece č. 3 ve společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. je zemní plyn o výhřevnosti $Q_{i,zp} = 35\,880 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$, což znamená, že tepelný výkon činí $9,966 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$. Naším dalším krokem bude výpočet potřebného množství plynu, který nám vyrobí potřebné množství tepla.

$$Q_{CH,zp} = Q_{i,zp} \cdot V_{pl} \quad (\text{J}) \quad (25)$$

kde $Q_{i,zp}$ je výhřevnost zemního plynu ($\text{J} \cdot \text{m}^{-3}$),

V_{pl} - objem plynu (m^3).

Z toho plyne:

$$V_{pl} = \frac{Q_{CH,zp}}{Q_{i,zp}} \quad (\text{m}^3) \quad (26)$$

$$V_{pl} = \frac{827,78 \cdot 3600}{35\,880} = 83,05 \text{ m}^3$$

Spotřeba zemního plynu je $83,05 \text{ m}^3$ za hodinu.

6.9 Ekonomická návratnost výměníku tepla

Pro stanovení spotřeby vody ve společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. použijeme modulový příklad. Budeme uvažovat, že na oddělení kovárna této společnosti pracuje cca 50 lidí na 3 směnný provoz, 7 dní v týdnu. Podle interního předpisu, který je v souladu s technickými normami, je potřeba vody 50 litrů na osobu. Pro názornost budeme počítat s tím, že se na oddělení pracuje 365 dní v roce, to pro názornost, kdyby jel výměník

tepla celoročně. Samozřejmě ve skutečnosti výměník tepla není v provozu celý rok. Na oddělení jsou plánovány pravidelné odstávky.

Potřebu vody na jeden den stanovíme podle následujícího vztahu:

$$V_{voda,d} = V_{osoba} \cdot p_{zam} \cdot p_{sm} \quad (l \cdot den^{-1}) \quad (27)$$

kde V_{osoba} je potřeba vody na osobu dle interního předpisu ($l \cdot osoba^{-1}$),

p_{zam} - počet zaměstnanců na směně (osoba),

p_{sm} - počet směn za den (den^{-1}).

Po dosazení do vztahu (27) dostaneme potřebu vody za den na oddělení kovárna:

$$V_{voda,d} = 50 \cdot 50 \cdot 3 = 7\,500 \, l \cdot den^{-1}$$

Za jeden den se na oddělení kovárna ve společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. spotřebuje 7 500 l vody za den. Výpočet tepla potřebného na ohřev vody se spočítá jako součin hmotnosti vody, měrné tepelné kapacity vody a rozdílu teplot. Hmotnost denní potřeby vody je 7 500 kg. Pro měrnou tepelnou kapacitu bude stanoven průměr, který se bude vztahovat na měrnou tepelnou kapacitu vody na vstupu a pro měrnou tepelnou kapacitu vody na výstupu z výměníku tepla podělený dvěma. Rozdíl teplot je stanoven z teploty studené vody, vody na vstupu, a vody teplé, vody na výstupu.

$$Q_{voda} = m_{voda} \cdot \left(\frac{c_{p,t_1,voda} + c_{p,t_2,voda}}{2} \right) \cdot \Delta t \quad (J) \quad (28)$$

kde m_{voda} je hmotnostní průtok vody (kg),

$c_{p,t_1,voda}$ - měrná tepelná kapacita vody pro vstupní teplotu ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$),

$c_{p,t_2,voda}$ - měrná tepelná kapacita vody pro výstupní teplotu ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$),

Δt - rozdíl teplot vstupní a výstupní vody (K).

Po dosazení do vztahu (28) dostaneme velikost potřebného tepla na ohřev teplé užitkové vody:

$$Q_{voda} = 7\,500 \cdot \left(\frac{4,1871 + 4,1896}{2} \right) \cdot (69,8 - 14,9) = 1\,724\,553,11 \, kJ \approx 1,72 \, GJ$$

Za jeden den společnost VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. spotřebuje 1,72 GJ tepla pro ohřev teplé užitkové vody. Využívání druhotného tepla spalin, které vzniká ve společnosti, znamená úsporu při nákupu teplé vody od dodavatele. Společnost VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. dnes nakupuje teplou vodu od dodavatele za 350,- Kč za GJ. V předchozí kapitole jsme si vypočítali, že na denní provoz spotřebuje 1,72 GJ tepla.

Denní částku za teplou užitkovou vodu vypočítáme pomocí vztahu:

$$C_d = Q_{voda} \cdot S \quad (\text{Kč}) \quad (29)$$

kde Q_{voda} je velikost potřebného tepla na ohřátí teplé vody (GJ),
 S - sazba za 1 GJ od dodavatele ($\text{Kč} \cdot \text{GJ}^{-1}$).

Po dosazení do vztahu (29) dostaneme částku, kterou společnost zaplatí denně dodavateli za teplou vodu:

$$C_d = 1,72 \cdot 350 = 602 \text{ ,--Kč}$$

Roční částku za zaplacení teplé užitkové vody lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$C_r = C_d \cdot D \quad (\text{Kč} \cdot \text{rok}^{-1}) \quad (30)$$

kde C_d je denní částka za teplou užitkovou vodu dodavateli (Kč),
 D - počet dní v roce (rok^{-1}).

Po dosazení do vztahu (30) dostaneme částku, kterou společnost zaplatí ročně dodavateli za teplou vodu:

$$C_r = 602 \cdot 365 = 219\,730 \text{ ,--Kč} \cdot \text{rok}^{-1}$$

Denně společnost zaplatí dodavateli za teplou užitkovou vodu 602,- Kč, ročně 219 730,- Kč. Cena výměníku tepla se pohybuje kolem 2 milionů korun a jeho životnost činí cca 10 až 12 let. Návrhnost investice za pořízení výměníku tepla by byla cca 10 let, což je na hranici životnosti výměníku tepla.

7 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout využití odpadního tepla spalin pro ohřev teplé užitkové vody. Při řešení diplomové práce jsem spolupracoval s Ing. Kamilem Sikorou ze společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. Tato společnost v roce 2008 provedla investici za záměrem využití odpadního tepla spalin. Na oddělení kovárna společnost za ohřívací vozovou pec č. 3 instalovala výměník tepla na principu tepelných trubíc, který slouží k ohřívání teplé užitkové vody.

Celý proces návrhu využití odpadního tepla spalin spočíval nejprve v důkladném sledování vstupních parametrů do výměníku tepla. Vozová pec pracuje na principu různých tepelných cyklů. Pro můj návrh jsem pracoval se stavem, kdy se pec nacházela v tepelném cyklu, výdrž na teplotě cca 850 °C. Při této teplotě se sladovaly parametry, které se odečítaly pomocí ovládacího panelu výměníku tepla. Důležitými parametry pro můj návrh byly parametry jako: teplota pece, teplota spalin na vstupu do výměníku tepla a výstupu z výměníku tepla, teplota vody na vstupu do výměníku a výstupu z výměníku tepla. Měření probíhalo dne 26. 10. 2015 od 9:40 do 18:00 hod., v intervalu 20 min. Průměrná teplota pece se pohybovala kolem 841,3 °C, průměrná teplota spalin na vstupu do výměníku tepla 432,8 °C, průměrná teplota spalin na výstupu z výměníku tepla 167,9 °C, průměrná teplota vody na vstupu do výměníku tepla 14,9 °C a průměrná teplota vody na výstupu z výměníku tepla 69,8 °C.

Pro správný návrh využití odpadního tepla na ohřev teplé užitkové vody potřebujeme znát množství potřebného tepla, které jsem vyjádřil v tepelném toku. Tepelný tok pro ohřátí vody se vypočítá jako součin hmotnostního průtoku vody, měrné tepelné kapacity vody a teplotnímu rozdílu teplot na vstupu a výstupu. Po dosazení do vztahu (22) se množství potřebného tepla rovná 827,78 kW. Dalším krokem výpočtu je potřeba znát kolik tepla jsme schopni získat ze spalin. Množství odevzdaného tepla spalinami se rovná součinu objemového průtoku spalin a rozdílu měrných entalpií spalin pro vstupní teplotu a výstupní teplotu spalin. Po dosazení do vztahu (23) se množství odevzdaného tepla spalinami rovná 890,31 kW. Nyní jsem byl schopen stanovit samotnou účinnost výměníku tepla. Účinnost výměníku vypočítáme jako podíl množství potřebného tepla a množství odevzdaného tepla spalinami. Účinnost výměníku nám tedy vyšla 92,98 %, což znamená, že tepelné ztráty výměníku činí 7,02 %. Palivem pro provoz ohřívací pece č. 3 je zemní plyn o výhřevnosti $Q_{i,zp} = 35\,880 \text{ kJ}\cdot\text{m}^{-3}$, což znamená, že tepelný výkon činí $9,966 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}$. Úspora zemního plynu je $83,05 \text{ m}^3$ za hodinu.

Pro stanovení spotřeby vody ve společnosti jsem použil modulový příklad. Uvažoval jsem, že na oddělení kovárna pracuje na směnu cca 50 lidí na 3 směnný provoz, 7 dní v týdnu. Dle interního předpisu, který je v souladu s technickými normami, je potřeba vody na zaměstnance 50 litrů. Za jeden den se tak na oddělení kovárna spotřebuje 7 500 l vody za den. Pro názornost jsem počítal s tím, že se na oddělení pracuje 365 dní v roce. Samozřejmě ve skutečnosti výměník tepla není v provozu celý rok. Na oddělení jsou plánovány pravidelné odstávky apod. Když znám denní spotřebu vody, vypočítal jsem si množství potřebného tepla na ohřev vody. Za jeden den potřebuje společnost 1,72 GJ tepla pro ohřev potřebného

množství vody na oddělení kovárna. Když společnost nakupuje teplou vodu od dodavatele, zaplatí 350,- Kč/GJ. Když víme, že denně spotřebuje na oddělení 1,72 GJ tepla na ohřev vody, tak denně zaplatí dodavateli 602,- Kč. Ročně jen na oddělení kovárna pak zaplatí 219 730,- Kč.

Pořizovací cena výměníku tepla na principu tepelných trubíc činila cca 2 miliony korun. Životnost tohoto výměníku tepla se uvádí přibližně 10 až 12 let. Kdybychom si vzali do úvahy, že při roční úspoře 219 730,- K by návratnost byla cca 10 let. To je na hranici životnosti výměníku tepla. Z toho plyne, že by návratnost za investici byla na konci životnosti výměníku tepla, kdybychom eventuelně plánovali výměnu a tak by si na sebe výměník tepla nevydělal. Investice proběhla za podpory grantového fondu, který se vypisuje každý rok a tak aspoň tímto byla tato investice výhodná.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] BESTOVÁ, Iva. *Využití vedlejších produktů z těžby a zpracování energetických surovin*. Editor Vladimír SLIVKA. Ostrava: Vysoká škola báňská – TU Ostrava, Hornicko-geologická fakulta, 2010. ISBN 978-80-7225-316-6.
- [2] MACHÁČKOVÁ, Adéla. *Druhotné energetické zdroje*. Ostrava: Vysoká škola báňská – TU Ostrava, 2008. 97 s. e-learningová skripta.
- [3] RÉDR, Miroslav. *Tepelné hospodářství hutí*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1991. ISBN 80-7078-097-5.
- [4] BÁLEK, Stanislav. *Tepelně technické tabulky a diagramy*. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská – TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0828-5.
- [5] PŘÍHODA, Miroslav, RÉDR, Miroslav. *Sdílení tepla a proudění*. 3. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská – TU Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-3192-3.
- [6] PŘÍHODA, Miroslav, RÉDR, Miroslav. *Základy tepelné techniky*. 1. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1991. ISBN 80-03-00366-0.
- [7] MICHEJEV, M. A. *Základy sdílení tepla*, Přeložil Nikolaj GORBATOV. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1953.
- [8] PŘÍHODA, Miroslav. *Výměníky tepla*. Ostrava: Vysoká škola báňská – TU Ostrava, 2013. 46 s. e-learningová skripta.
- [9] PŘÍHODA, Miroslav, HAŠEK, Pavel. *Hutnické pece*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1983.
- [10] KUPPAN, Thulukkanam. *Heat exchanger Design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000. ISBN 0-8247-9787-6.
- [11] Intermetall Produkte AG. In: *Intermetall Produkte AG* [online]. Switzerland, 2016 [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://imp-intermetall.ch/en/our-products/>.
- [12] Thermal Transfer Corporation. In: *Thermal Transfer Corporation* [online]. USA, 2016 [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.hamonusa.com/ttc/products/radiation>.
- [13] Kothari Ceramic and Chemical Industries. In: *Kothari Ceramic and Chemical Industries* [online]. USA, 2016 [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://kothariceramic.tradeindia.com/ceramic-recuperators-280528.html>.
- [14] JANČAR, Rost'a. Ostravský heavy metal. Podívejte se, jak se vyrábí železo v ocelovém městě. In: *Technet.cz* [online]. Ostrava: iDnes.cz, 2012 [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://technet.idnes.cz/ocelove-mesto-vysoke-pece-arcelor-mittal-v->

ostrave-funguji-i-jako-cisticka-vzduchu-gk7-
/tec_reportaze.aspx?c=A120513_213940_tec_reportaze_rja.

- [15] POLÁŠEK, Vladimír. *Využití odpadního tepla spalin u ohřívací pece v kovárně Vítkovice Heavy Machinery a.s.* Ostrava, 2015. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská – TU Ostrava, Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství.
- [16] TALER, Jan, DUDA, Pietor. *Solving Direct and Inverse Heat Conduction Problems*. Berlin 2006. ISBN 978-3-540-33470-5.
- [17] KOTÍK, Václav. *Heat Pipe: princip a konstrukce*. Svět hardware, 2007.
<http://www.svethardware.cz/heat-pipe-princip-a-konstrukce/15941>.
- [18] KRAUSS, G. *STEELS – Heat Treatment and Processing Principles*, ASM International, 2000 O.
- [19] RONGHUA, Tan, ZHIGANG, Zhang. *Heat pipe structure on heat transfer and energy saving performance of the wall implanted with heat pipes during the heating season. Applied Thermal Engineering* [online]. 2016, (102 (2016) 633–640), 8 stran [cit. 2016-05-10]. Dostupné z:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116303787>.
- [20] VOMOČIL, Zdeněk, SZTURC, Pavel. *Aplikace technologie horkých trubic k využití odpadního tepla ve válcovnách, kovárnách a slévárnách – teoretický rozbor*. Ostrava: ForSteel, 2008.
- [21] KREMER, Rudolf, OBROUČKA, Karel. *Ohřev kovů*, Vyd. 1. Praha: STNL – Nakladatelství technické literatury, 1974.
- [22] KRAUS, Václav. *Tepelné zpracování a slinování*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2016. e-learningová skripta.
- [23] KRAUS, Václav. *Technologie tepelného zpracování*, ES ZČU, Plzeň 1992.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.	Schéma dopadajícího zářivého toku a jeho rozdělení	... 20
Obr. 2.	Systém proudění teplosměnného média	... 21
Obr. 3.	Schéma průběhu teplot pro souproud a protiproud	... 22
Obr. 4.	Litý žebrovaný rekuperátor	... 23
Obr. 5.	Trubkový rekuperátor	... 23
Obr. 6.	Válcový rekuperátor	... 24
Obr. 7.	Keramický rekuperátor	... 24
Obr. 8.	Ohřívače větru u vysoké pece	... 26
Obr. 9.	Schéma technologického procesu	... 27
Obr. 10.	Vozová pec č. 3 ve společnosti VÍTKOVÍCE MECHNIKA a.s.	... 28
Obr. 11.	Princip Heat Pipe – tepelné trubice	... 30
Obr. 12.	Výměník tepla na principu tepelných trubic	... 31
Obr. 13.	Trubice ve výměníku tepla	... 32
Obr. 14.	Uspořádání trubic ve výměníku tepla	... 32
Obr. 15.	Komín u ohřívací pece č. 3	... 33
Obr. 16.	Ovládací panel	... 35
Obr. 17.	Další výstup ovládacího panelu	... 35
Obr. 18.	Schéma ovládacího panelu	... 36
Obr. 19.	Schematický tepelný cyklus vozové pece č. 3	... 37
Obr. 20.	Skutečný tepelný cyklus vozové pece č. 3	... 37
Obr. 21.	Průběh teplot v peci	... 39
Obr. 22.	Průběh teplot spalín na vstupu a na výstupu z výměníku tepla	... 40
Obr. 23.	Průběh teplot vody na vstupu a na výstupu z výměníku tepla	... 40

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1.	Přehled druhotných paliv	... 13
Tabulka 2.	Povrchové podmínky jednoznačnosti	... 17
Tabulka 3.	Technické údaje o vozové peci č. 3	... 29
Tabulka 4.	Provozní charakteristiky výměníku tepla	... 33
Tabulka 5.	Průměrné naměřené hodnoty při provozu výměníku tepla	... 34
Tabulka 6.	Naměřené vstupní parametry	... 38
Tabulka 7.	Parametry pro návrh využití odpadního tepla spalin	... 41
Tabulka 8.	Měrné entalpie pro vstupní a výstupní teplotu spalin	... 42